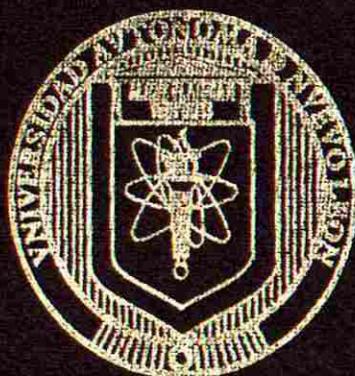


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA CIVIL



APORTACION METODOLOGICA PARA EL
DISEÑO DE SISTEMAS DE AISLAMIENTO
DE BASE PARA ESTRUCTURAS DE SOPORTE
DE MAQUINARIA ROTATORIA

POR

ANTONIO DANIEL MARTINEZ DIBENE

Como requisito parcial para obtener el grado de
MAESTRIA EN CIENCIAS con especialidad en
Ingeniería Estructural

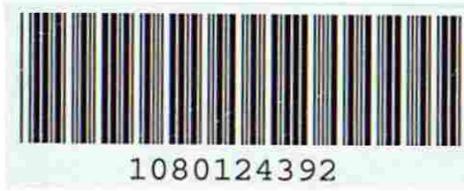
MARZO 2003

APORTACION METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AISLAMIENTO DE BASE PARA ESTRUCTURAS

DE SOPORTE DE MAQUINARIA ROTATORIA

IVIA, J. D. M. D.

2013



UANL

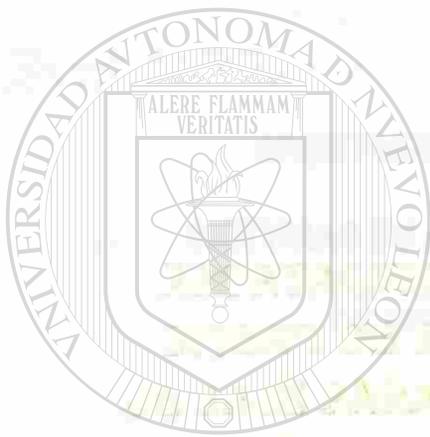
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

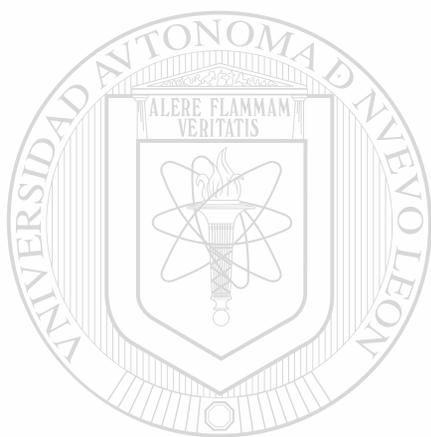
AVILA DE LA LAGUNA, TORRES GONZALEZ Y TORRES

El presente es un producto parcial para obtener el grado de
INGENIERÍA EN INGENIERÍA CIVIL con especialidad en
Ingeniería Industrial

2017



TH
TALSA
-M3
2003



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

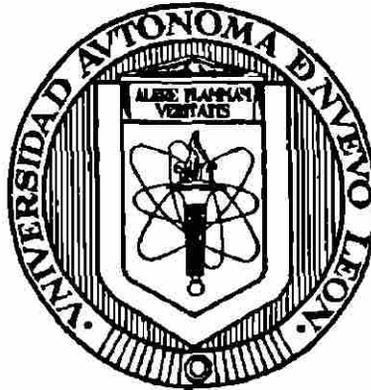
®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL



**APORTACIÓN METODOLOGICA PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AISLAMIENTO DE BASE PARA ESTRUCTURAS
DE SOPORTE DE MAQUINARIA ROTATORIA**

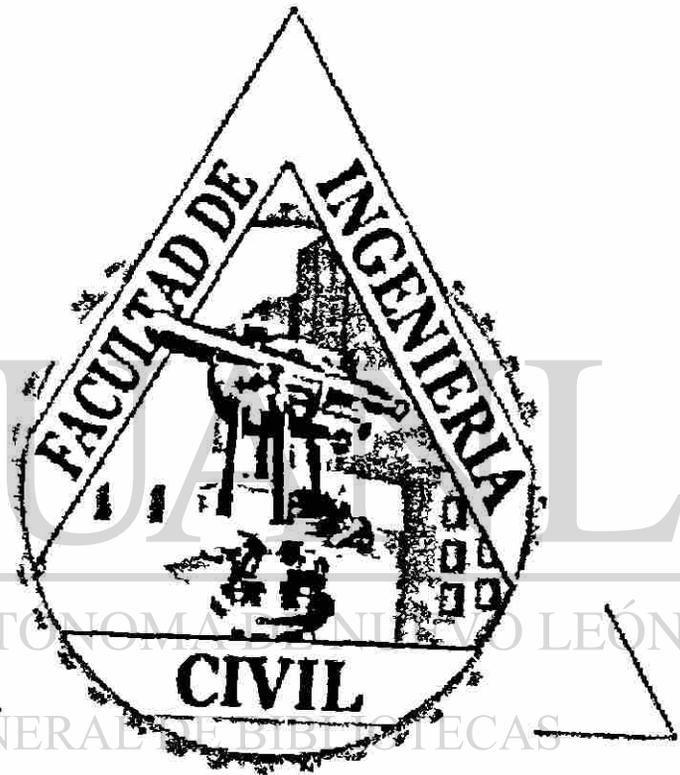
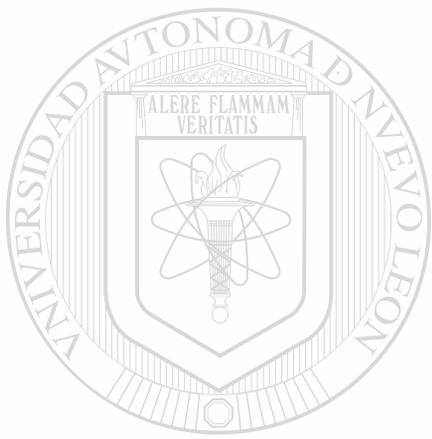
Por

ANTONIO DANIEL MARTÍNEZ DIBENE

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

**Como requisito parcial para obtener el grado de
MAESTRIA EN CIENCIAS con especialidad en
Ingeniería Estructural**

Marzo, 2003



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

COMPROBANTE DE CORRECCIÓN

Tesista: ANTONIO DANIEL MARTÍNEZ DIBENE

Tema de la tesis: APORTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO
DE SISTEMAS DE AISLAMIENTO DE BASE PARA ESTRUCTURAS
DE SOPORTE DE MAQUINARIA ROTATORIA

Este documento certifica la corrección DEFINITIVA
del trabajo de tesis arriba identificado, en los aspectos:
ortográfico, metodológico y estilístico.

Recomendaciones adicionales:

(NINGUNA)

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Nombre y firma de quien corrigió:

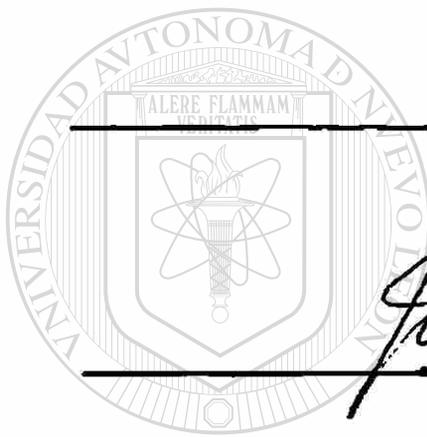
Arq. Ramón Longoria Ramírez

M.I. JUSTINO CÉSAR GONZÁLEZ ALVAREZ
SUBDIRECTOR DE ESTUDIOS DE POSGRADO

Ciudad Universitaria, a 7 de marzo de 2003

**APORTACIÓN METODOLOGICA PARA EL DISEÑO DE
SISTEMAS DE AISLAMIENTO DE BASE PARA ESTRUCTURAS
DE SOPORTE DE MAQUINARIA ROTATORIA**

Aprobación de la Tesis:

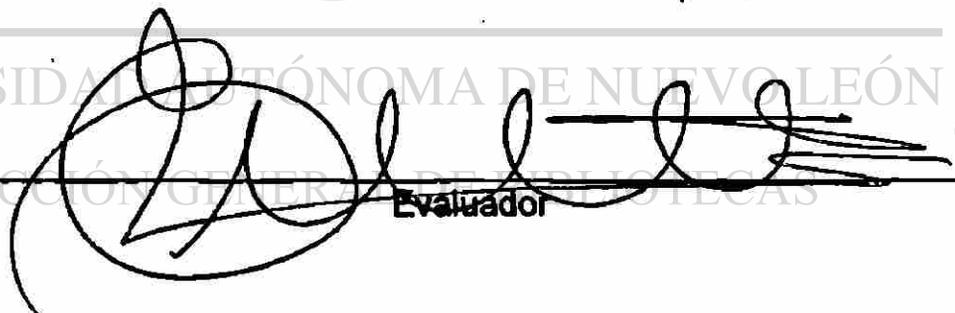




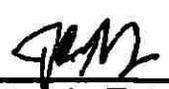
Director de la Tesis



Evaluador



Evaluador



Subdirector de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza a 17 de marzo de 2003

**Ing. Justino César González Álvarez, M. en I.
Subdirector de Estudios de Posgrado
Facultad de Ingeniería Civil
Universidad Autónoma de Nuevo León.**

Estimado Ing. González Álvarez:

En atención a su oficio, en el que me informa que he sido designado como Evaluador de la tesis "Aportación metodológica para el diseño de sistemas de aislamiento de base para estructuras de soporte de maquinaria rotatoria", que presenta el Ing. Antonio Daniel Martínez Dibene, como requisito parcial para obtener el grado de Maestro en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Estructural, comunico a Usted que he leído y evaluado la calidad de dicha tesis, considerándola como APROBADA.

Sin otro particular por el momento, quedo a sus ordenes para cualquier aclaración que considere pertinente.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ATENTAMENTE



M. en C. Luis Manuel Aranda Maltez
Evaluador de Tesis de Maestría

San Nicolás de los Garza a 19 de marzo de 2003

**Ing. Justino César González Álvarez, M. en I.
Subdirector de Estudios de Posgrado
Facultad de Ingeniería Civil
Universidad Autónoma de Nuevo León.**

Estimado Ing. González Álvarez:

En atención a su oficio, en el que me informa que he sido designado como Evaluador de la tesis **“Aportación metodológica para el diseño de sistemas de aislamiento de base para estructuras de soporte de maquinaria rotatoria”**, que presenta el Ing. Antonio Daniel Martínez Dibene, como requisito parcial para obtener el grado de Maestro en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Estructural, comunico a Usted que he leído y evaluado la calidad de dicha tesis, considerándola como APROBADA.

Sin otro particular por el momento, quedo a sus órdenes para cualquier aclaración que considere pertinente.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ATENTAMENTE



Ing. Emilio González Duque
Evaluador de Tesis de Maestría

**ING. LÁZARO VARGAS GUERRA
DIRECTOR DEL DEPTO. ESCOLAR Y
DE ARCHIVO DE LA U.A.N.L.
TORRE DE RECTORÍA
PRESENTE.-**

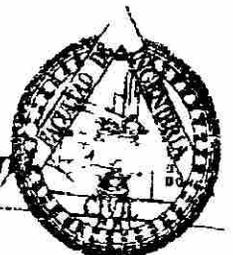
Estimado Ing. Vargas:

Por este conducto me permito comunicarle que el **Ing. Antonio Daniel Martínez Dibene**, pasante de la **Maestría en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Estructural**, ha solicitado su examen de Grado, para lo cual ha cubierto la totalidad de los requisitos que exige el Reglamento de Exámenes Profesionales de nuestra Institución. Le pido amablemente girar las instrucciones necesarias para el trámite correspondiente en el Departamento a su digno cargo.

Sin otro particular de momento, me es grato enviarle un cordial saludo y reiterarme a sus respetables órdenes.

ATENTAMENTE,
"ALERE FLAMMAM VERITATIS"
Cd. Universitaria, a 19 de marzo del 2003

ING. JUSTINO CÉSAR GONZÁLEZ ÁLVAREZ M. en
SUBDIRECTOR DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**DIVISION DE ESTUDIOS
DE POSGRADO**

C c p. Archivo.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento al Dr. Ricardo González Alcorta por ser la persona que me guió acertadamente y así poder plasmar conocimientos sustanciosos en esta tesis. También agradezco al M.C. Víctor Manuel Aguilera Reyes†, por encaminarme a elegir al mejor asesor y amigo de tesis que pude tener; así como a los Ingenieros, Efraín Grajales Vargas y muy especialmente al Ing. Moisés Villorin Osorio y Jorge Alonso Cázares por escuchar mis frustraciones y lamentos ocurridos durante el acontecimiento de este documento; también quiero reconocer a mis evaluadores de tesis por formar parte del Comité de Tesis y por sus valiosas sugerencias, apoyo e interés, en la revisión del presente trabajo.

Al Ing. Luis Manuel Aranda Maltez, representante del Departamento de Estructuras, por su apoyo; al Dr. César Juárez y al Maestro Jorge Chávez, por sus consejos y recomendaciones, y los Ing. Mizael Izaguirre, Ramón Villa, Isaías Robles, Bernardo Castro y Sra. Claudia Peña por ser excelentes compañeros.

Por último agradezco de corazón a mi sagrada familia, compuesta por mis padres queridos Juan Antonio y Martha Eugenia, y a mis hermanos que tanto quiero Juan Carlos, Gerardo Eugenio y David Fernando, por el apoyo moral e incondicional que siempre me han brindado; y a todas las personas que contribuyeron de una forma u otra en la realización de este trabajo.

RESUMEN

Antonio Daniel Martínez Dibene

Fecha de Graduación: Abril, 2003

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Civil

Título del Estudio: APORTACIÓN METODOLÓGICA DE PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE AISLAMIENTO DE BASE PARA ESTRUCTURAS DE SOPORTE DE MAQUINARIA ROTATORIA

Número de páginas: 213

Candidato para el Grado de Maestría en Ciencias con Especialidad en Ingeniería Estructural

Área de Estudio: Dinámica Estructural

Propósito y Método del Estudio: El empleo de maquinarias rotatorias en las industrias se ha incrementado a pasos agigantados por el desarrollo de la tecnología, pero no así el análisis que demanda el comportamiento que producen éstas. Las maquinarias por diversas causas empiezan a producir fuerzas de desbalanceo molestas para la estructura, personas y la misma maquinaria; para evitar que estas fuerzas traducidas en vibraciones se incrementen de forma desmedida, una posible solución es el empleo de los aisladores de base, pero el problema es determinar cuándo es conveniente el empleo de estos dispositivos debido a que un mal empleo puede ser catastrófico para el sistema en lugar de beneficiarlo; es por ello que en esta tesis se elabora una metodología de análisis para el estudio de sistemas sometidos a excitaciones provocados por maquinarias rotatorias y de esta forma determinar de manera precisa el comportamiento desempeñado en un sistema que emplea aisladores de base, por esta razón se utilizaron modelos matemáticos ya que presentan grandes ventajas en la manipulación y certidumbre de los datos.

Contribuciones y Conclusiones: Lo que se aporta en esta tesis, es un documento de apoyo en el cual aquel interesado en el análisis de vibraciones de maquinaria rotatoria pueda abordar y resolver los problemas generados por causas del desbalanceo, aplicando de esta manera la aportación metodológica aquí descrita; se concluye que no todos los sistemas dinámicos requieren el empleo de aisladores de base para la solución de problemas de vibración; y es recomendable que la frecuencia natural del sistema de estudio sea por lo menos tres veces mayor a la frecuencia del sistema maquinaria-aislador-estructura de soporte.

FIRMA DEL ASESOR:



PRÓLOGO

El propósito fundamental de esta tesis es proporcionar un método de análisis para casos de sistemas compuestos por soportes para la estabilidad de estructuras de maquinaria rotatoria, así como proporcionar algunas ideas relacionadas con el aislamiento de vibraciones, aplicando conceptos teóricos que pudieran ser útiles al lector, en la solución de problemas prácticos.

Esta tesis integra diez capítulos, cuyo contenido se describirá brevemente a continuación:

Capítulo 1. *Introducción.*- Se menciona la importancia que tiene el análisis dinámico en el diseño de una cimentación de maquinaria del tipo rotatorio; así como una breve descripción de los antecedentes del tema de tesis. También se indica el alcance del estudio y se especifican los objetivos que se persiguen.

Capítulo 2. *Las Maquinarias Rotatorias.*- Se hace una breve clasificación de estas maquinarias, de acuerdo con su velocidad de operación; además se enfatiza la importancia del cálculo de las fuerzas de desbalanceo, así como los tipos de soportes que existen en el medio.

Capítulo 3. *Sistemas de Aislamientos.*- En este capítulo se enuncian los diferentes materiales con los cuales se pueden elaborar los aisladores, destacando las propiedades dinámicas de mayor importancia para el diseño de estos dispositivos.

Capítulo 4. *Modelaje Matemático.*- Se mencionan los puntos favorables de elaborar modelos matemáticos, los tipos que existen de éstos y una breve descripción del "*método de elementos finitos*".

Capítulo 5. *El Control de las Vibraciones.*- Se muestra la importancia de los conceptos dinámicos en el momento de interpretar los registros obtenidos durante la medición. También se presentan diferentes tablas y gráficas disponibles para el control de las vibraciones.

Capítulo 6. *Método Propuesto para el Análisis de una Estructura de Soporte.*- Este capítulo merece una especial atención, pues contiene el método propuesto y en él se resume de manera práctica lo relativo a las aplicaciones particulares tratadas en esta tesis, y para problemas similares.

Capítulo 7. El Caso Teórico de Estudio: La Influencia del Sistema de Aislamiento.- Aquí se muestra de manera práctica el efecto que produce el empleo de los aisladores de base; destacándose que no siempre es necesario el empleo de estos dispositivos.

Capítulo 8. Caso Práctico de Estudio I: Evaluación de maquinaria existente sobre una losa de concreto.- Este es un ejemplo práctico donde se aplica la metodología descrita en el capítulo 6. Para este caso de estudio, sí fue justificable el empleo de los aisladores de base.

Capítulo 9. Caso Práctico de Estudio II: Revisión de una losa de entrepiso para la operación de turbinas.- Este es otro ejemplo práctico donde se aplica el método descrito en el capítulo 6. Aquí no es justificable el empleo de los dispositivos aislantes.

Capítulo 10. Conclusiones.- Se interpretan los resultados obtenidos en los capítulos 8 y 9.

Es importante mencionar que los capítulos comprendidos entre el 1 y el 5 presentan los fundamentos sobre el tema de las vibraciones de maquinaria. Aquel lector que ya conozca estos fundamentos puede dirigirse directamente al capítulo 6, donde se presenta el método propuesto.

Espero sinceramente que lo tratado en este trabajo sea de utilidad para el lector y pueda servir también de referencia en la solución de algún problema específico del análisis de sistemas compuestos por maquinarias rotatorias.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

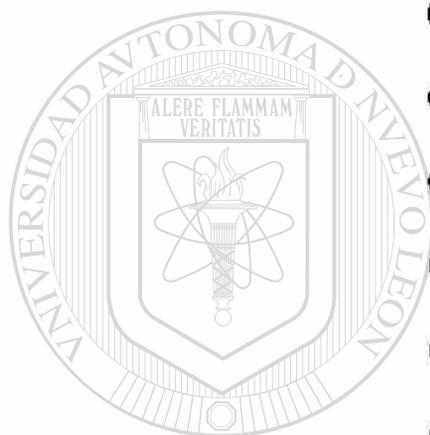
Antonio Daniel Martínez Dibene

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA DE CONTENIDO

Parte		Página
	PRÓLOGO ix	
	NOMENCLATURA xiv	
	LISTA DE FIGURAS xvii	
	LISTA DE TABLAS xxi	
	1. INTRODUCCIÓN	1
	1.1 Antecedentes	5
	1.2 Objetivos y alcances	8
	2. LAS MAQUINARIAS ROTATORIAS	9
	2.1 Tipos de maquinarias	9
	2.2 Causas de la vibración	13
	2.3 Fuerzas de desbalanceo	22
	2.4 Tipos de estructura de soporte	33
	2.4.1 Bloque de cimentación	33
	2.4.2 Sistemas de piso convencionales	38
	3. SISTEMAS DE AISLAMIENTO	40
	3.1 Tipos de aislamiento	40
	3.2 Frecuencia natural	49
	3.3 Transmisibilidad	51
	3.4 Dimensionamiento del aislador	54
	4. MODELAJE MATEMÁTICO	58
	4.1 Sistemas continuos y discretos	58
	4.2 Tipos de modelos	60
	4.3 Modelo de un sistema discreto de parámetros concentrados	62
	4.4 Modelo de un sistema discreto de parámetros distribuidos	64

Parte	Página
5. EL CONTROL DE LAS VIBRACIONES	68
5.1 Medición de la vibración	68
5.2 Interpretación de los registros	73
5.3 Interpretación espectral	76
5.4 Criterio de aceptación de vibraciones	80
6. MÉTODO PROPUESTO PARA EL ANÁLISIS DE UNA ESTRUCTURA DE SOPORTE	87
6.1 Método propuesto para el análisis	88
6.1.1 Datos de la maquinaria	88
6.1.2 Información sobre el sistema de soporte	90
6.1.3 Elaboración del modelo matemático representativo.....	92
6.1.4 Cálculo de las constantes de rigidez y amortiguamiento del aislador	93
6.1.5 Cálculo de las frecuencias naturales de vibración	94
6.1.6 Cálculo de la respuesta dinámica del sistema	94
6.1.7 Comparar la respuesta contra los valores permisibles	95
6.1.8 Detallado final del sistema	95
7. EL CASO TEÓRICO DE ESTUDIO: LA INFLUENCIA DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO.....	96
7.1 Descripción del caso de estudio	96
7.2 Tipos de estudio	97
7.3 Análisis de la respuesta	99
7.4 Comentarios	101
8. CASO PRÁCTICO DE ESTUDIO I: EVALUACIÓN DE MAQUINARIA EXISTENTE SOBRE UNA LOSA DE CONCRETO	104
8.1 Descripción del caso de estudio	104
8.2 Medición y registro de vibración	108
8.2.1 Selección de los puntos de medición	109
8.3 Análisis de las señales registradas	111
8.4 Interpretación espectral de las mediciones	114
8.5 Función de transmisibilidad del sistema de aislamiento	115
8.6 Frecuencia natural de vibración de la losa de concreto	117



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Parte	Página
8.7 Modelo matemático de la losa de concreto	119
8.7.1 Descripción del modelo matemático	119
8.7.2 Frecuencias naturales de vibración	120
8.8 Análisis del estado límite de vibración	122
8.8.1 Criterio de control de vibraciones en la maquinaria	122
8.8.2 Control de vibraciones en la estructura	123
8.9 Comentarios	125
9. CASO PRÁCTICO DE ESTUDIO II: REVISIÓN DE UNA LOSA DE ENTREPISO PARA LA OPERACIÓN DE TURBINAS	126
9.1 Descripción del modelo	126
9.2 Visitas iniciales de campo	128
9.3 Medición de amplitudes de vibración con motores actuales	129
9.4 Información de turbinas a instalar	131
9.5 Modelo matemático para las turbinas # 3 y # 4	132
9.5.1 Frecuencias naturales de vibración	134
9.5.2 Análisis, paso a paso, de la vibración	136
9.5.3 Respuesta de la maquinaria, en condiciones actuales	137
9.5.4 Respuesta de la maquinaria con turbinas	138
9.6 Comentarios	140
10. CONCLUSIONES	141
REFERENCIAS	143
APÉNDICES	145
APENDICE A.- FUNDAMENTOS DE DINÁMICA ESTRUCTURAL	145
APENDICE B.- CÁLCULO DE FUERZAS DE DESBALANCEO PARA EL CASO I	156
APENDICE C.- CÁLCULO DE FUERZAS DE DESBALANCEO. GRÁFICAS DE RESPUESTA Y GRÁFICAS DE CONTROL PARA EL CASO II	158

TABLA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

(NOMENCLATURA)

a	Radio del Disco
a_i	Radio Interior del anillo
a_d	Amplitud libre amortiguada
a_o	Radio exterior del anillo
$\{a\}$	Vector columna de amplitudes
c	Coefficiente de amortiguamiento
c_c	Amortiguamiento crítico
e	Excentricidad efectiva
f_n	Frecuencia natural
h	Altura del bloque
k	Rigidez
l	Longitud del bloque
m	Masa
m_e	Masa de excitación
m_r	Masa del rotor
r	Radio
t	Tiempo
w	Ancho del bloque
y	Desplazamiento

\dot{y}	Velocidad
\ddot{y}	Aceleración
y_{st}	Desplazamiento estático

A	Área de la sección transversal
A_1	Amplitud del soporte antes de balancear el rotor
A_2	Amplitud del soporte después de balancear el rotor

A_r	Relación de área
B	Modulo de volumen
E	Modulo de Young
$E_{\text{corregido}}$	Modulo de Young corregido

F	Fuerza centrífuga debido al desbalanceo del rotor
F^0	Fuerza centrífuga debido al balanceo del rotor

F_1^0	Fuerza centrífuga debida a la diferencia de balanceos
---------	-------------------------------------------------------

F_x	Fuerza de desbalanceo en la dirección X
F_z	Fuerza de desbalanceo en la dirección Z

$\{F\}$	Vector de fuerzas
---------	-------------------

G	Modulo de corte
-----	-----------------

G_r	Peso del rotor
-------	----------------

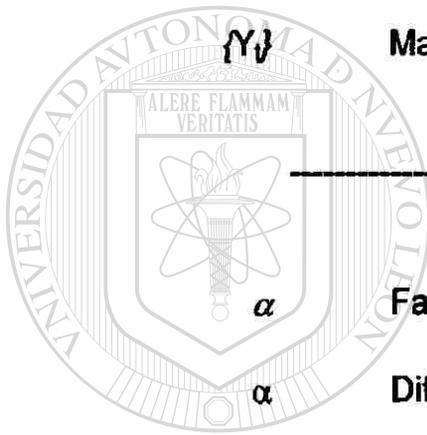
K_s	Rigidez de corte
-------	------------------

$[K]$	Matriz de rigidez
-------	-------------------

M	Momento resultante
-----	--------------------

M_x	Momento resultante alrededor de X
-------	-----------------------------------

M_z	Momento resultante alrededor de Z
$[M]$	Matriz de masa
N	Número de revoluciones por minuto
N_0	Número de revoluciones por minuto inicial
P_0	Amplitud de la fuerza de excitación
S	Inclinación de dureza
Tr	Transmisibilidad
$\{V\}$	Modos naturales
$\{Y\}$	Matriz de desplazamiento en cualquier instante
α	Factor de desgaste
α	Diferencia de fase
β	Relación de frecuencias
δ	Máxima deformación
μ	Factor de amplificación dinámica
ω	Velocidad de operación
ω_a	Frecuencia del aislador
ω_e	Frecuencia de excitación u operación
ω_{nd}	Frecuencia natural de amortiguamiento
ξ	Razón de amortiguamiento



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



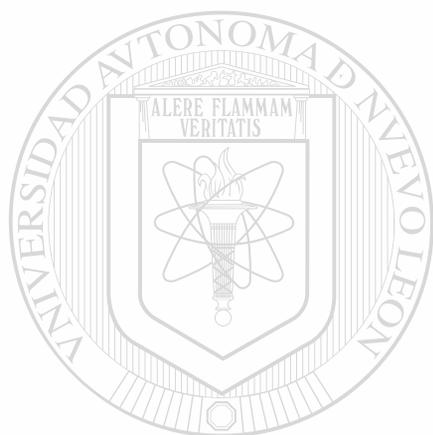
LISTA DE FIGURAS

Figura		Página
2.1	Tipos de maquinaria rotatoria	11
2.2	Componentes de maquinaria rotatoria	12
2.3a	Fuerzas desbalanceadas debido a la maquinaria rotatoria para rotor simple	23
2.3b	Fuerzas desbalanceadas debido a la maquinaria para dos rotores con desbalanceo en una fase	23
2.3c	Fuerzas desbalanceadas debido a la maquinaria para dos rotores con igual desbalanceo y con una diferencia de fase de 180°	23
2.3d	Fuerzas desbalanceadas debido a la maquinaria rotatoria para dos rotores con igual desbalanceo y cualquier fase	23
<hr/>		
2.4a	Bloque de cimentación	34
2.4b	Tipo cajón	34
2.4c	Tipo muro	34
2.4d	Tipo marco	34
2.5	Partes que componen un sistema de bloque de cimentación aislado	36
2.6	Modos de vibrar de una cimentación en bloque	37
2.7	Fábricas innovadoras en nuestro país	38
2.8	Partes que componen un sistema de piso convencional	39
3.1	Aislador de corcho	41

Figura	Página
3.2 Aislador de fieltro	42
3.3 Aislador de hule o goma	45
3.4 Aisladores de resortes metálicos con un sólo resorte	45
3.5 Aislador de madera	47
3.6 Aislador de neumático	48
3.7 Sistema de un grado de libertad	49
3.8 Sistemas de múltiples grado de libertad	50
3.9 Gráfica de la transmisibilidad	52
3.10 Gráfica del efecto que produce el aislamiento	53
3.11 Relación de superficies en una configuración geométrica	55
3.12 Diversas configuraciones geométricas de elastómeros	56
4.1 Sistema discreto	59
4.2 Sistema continuo	59
4.3 Simulación con un modelo físico	61
4.4 Modelaje de un sistema discreto de parámetros distribuidos	63
5.1 Instrumentos portátiles de análisis y colección de datos	70
5.2 Carátulas de los dispositivos de control	71
5.3 Representación gráfica de los parámetros relevantes	77
5.4 Gráfica de la zona de resonancia	83
5.5 Límites de amplitudes permisibles de vibraciones verticales	84
7.1 Modelo matemático del caso de estudio	97
7.2 Fuerzas actuantes en el sistema de estudio; componentes vertical y horizontal; con frecuencia respectiva	98

Figura	Página
7.3 Gráfica comparativa de respuestas de velocidad	100
7.4 Gráfica representativa de la zona de amplificación y zona del aislador	102
8.1 Tapa del tanque de tratamiento de agua residual	105
8.2 Maquinaria ubicada sobre losa de concreto del tanque de tratamiento de agua residual	105
8.3 Aisladores de neopreno ubicados en los apoyos de la maquinaria	106
8.4 Ubicación de los sensores	108
8.5 Equipo portátil de adquisición de datos	109
8.6 Ubicación de los puntos de medición (Eje de la maquinaria)	110
8.7 Velocidades de partículas registradas	112
8.8 Señales de aceleración en los puntos 8 y 9	116
8.9 Espectros de Fourier y transmisibilidad	116
8.10 Señales de aceleración en los puntos 12 y 5	118
8.11 Espectros de Fourier y "Función de Transferencia"	119
8.12 Modelo matemático de la losa de concreto	120
8.13 Configuración del modo fundamental de vibrar del tablero de la losa	121
8.14 Configuración del modo superior de vibrar de la losa	122
8.15 Criterio de aceptación de las vibraciones	123
8.16a Gráficas representativas de las respuestas, Caso con aislador	124
8.16b Gráficas representativas de las respuestas, Caso sin aislador	124
9.1 Partes componentes del sistema actual	126
9.2 Bastidores de acero y concreto de la maquinaria de bomba # 4 ...	129

Figura		Página
9.3	Vista longitudinal de la turbina y el reductor	132
9.4	Vista esquemática del modelo utilizado	133
9.5	Modo fundamental del tablero para la turbina # 4	135
9.6	Modo fundamental del tablero para la turbina # 3	135



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

LISTA DE TABLAS

Tabla		Página
2.1	Excentricidades de diseño para maquinarias rotatoria	25
2.2	Excentricidades y fuerzas centrífugas para maquinarias de altas velocidades	32
3.1	Propiedades naturales de los aisladores de hule o goma	44
5.1	Factores de servicio	85
7.1	Modos de vibrar para los casos de estudio	98
7.2	Amplitudes de las respuestas para los casos de estudio	102
8.1	Nomenclatura de las lecturas	109
8.2	Velocidades de las partículas registradas en RMS	111
8.3	Velocidades de las partículas registradas en los puntos del 1 al 13	112

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Los edificios industriales requieren frecuentemente el empleo de maquinaria, como parte de los procesos que en ellos se realizan. No existe maquinaria que no genere vibración, por lo que es altamente recomendable que esta vibración se encuentre dentro de límites permisibles, los cuales se establecen para asegurar un adecuado funcionamiento de la maquinaria, para evitar algún daño estructural en su sistema de soporte y para que los operarios tengan la impresión de seguridad en su trabajo. Las máquinas se colocan preferentemente sobre bloques aislados, apoyados directamente sobre el suelo; sin embargo, por causas del proceso o por falta de espacio, en ocasiones se ubican sobre sistemas convencionales de piso.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Tipos de Maquinarias. Existen muchos tipos de maquinarias y éstos son excitados normalmente por cargas desbalanceadas; en general, pueden clasificarse dentro de las siguientes categorías:

a) ***Reciprocantes.*** Son probablemente las de uso más antiguo y es un ejemplo clásico el mecanismo de manivela, el cual se usa para convertir un movimiento translatorio en un movimiento rotatorio y viceversa. Estas máquinas pueden consistir en un cilindro simple y un pistón, con una acción

simple o con doble acción; también pueden ser de múltiples cilindros. La dirección del movimiento del pistón puede ser horizontal o vertical. Como ejemplo se mencionan: maquinarias de combustión interna; de gasolina, diesel o vapor.

b) *Rotatoria*. A través de un movimiento circular, estas maquinarias transmiten a la estructura de soporte unas fuerzas desbalanceadas, las cuales dependen de la excentricidad y velocidad de operación de la máquina respectiva; en el capítulo 2.1 se describe de una manera más detallada el comportamiento de este tipo de maquinaria.

c) *De impacto*. Generalmente funcionan de manera intermitente; un ejemplo clásico es el martinete que transmite una carga de impacto a la estructura de soporte, que puede ser considerada como una pulsación simple.

d) *De equipos especiales*. Cualquier maquinaria que no se encuentre comprendida dentro de las mencionada anteriormente, se considera de tipo

especial, y un ejemplo son las antenas de radar, por su alta sensibilidad.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Las vibraciones que tienen lugar en la maquinaria rotatoria y en las estructuras de soporte son principalmente el resultado de defectos mecánicos de la propia maquinaria y de causas inherentes a la forma en que ésta opera, aunque también pueden provenir de una fuente exterior. Las frecuencias naturales de vibración de los sistemas de piso, en ocasiones, coinciden con las frecuencias de operación de las maquinarias, resultando en amplificaciones que pueden dañar a la misma maquinaria y a su estructura de soporte. Colocar dispositivos

aisladores es una adecuada alternativa para desincronizar estas frecuencias y abatir el nivel de vibración del sistema.

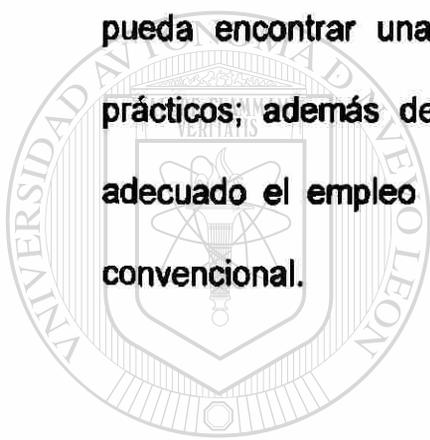
El diseño de una cimentación de maquinaria es más complejo que la cimentación que soporta cualquier tipo de cargas estáticas, debido a que el diseñador debe considerar, además de las cargas estáticas, las fuerzas dinámicas causadas por el trabajo de la maquinaria. Estas fuerzas dinámicas se transmiten directamente al soporte de cimentación de la maquinaria. El diseñador debe considerar como factor de importancia la fuerza generada por la maquinaria, para comprender la interacción que se da entre la maquinaria y la estructura de soporte sobre el sistema de piso-suelo.

Es importante mencionar que la comprensión publicada hasta este momento sobre este problema se ha retrasado, en comparación con otras ramas de la tecnología, en parte debido al hecho de que la responsabilidad del desempeño satisfactorio de una maquinaria suele repartir entre el diseñador de maquinaria, quien usualmente es un ingeniero mecánico, y el diseñador de cimentaciones, quien hace la tarea del diseño conveniente de la cimentación atendiendo a los requisitos mecánicos y satisfaciendo las tolerancias requeridas (que por lo general es un estructurista). Es, por lo tanto, deseable que los ingenieros mecánicos y civiles trabajen coordinadamente en la etapa de planeación, hasta que la maquinaria esté instalada sobre la cimentación.

Hasta hace poco tiempo, la práctica en los despachos para el diseño de las cimentaciones de maquinaria se basaba casi completamente en reglas

empíricas, puesto que se sabía muy poco del comportamiento de las cimentaciones sujetas a cargas dinámicas. Tras el desarrollo alcanzado en el área de suelos y dinámica estructural, los principios de diseño se han establecido de manera gradual sin tener que depender únicamente de los métodos empíricos.

El objetivo de esta investigación es presentar un método tal que comprenda los criterios de diseño de sistemas de aislamiento, de tal manera que el diseñador pueda encontrar una aplicación conveniente para resolver los problemas prácticos; además de definir mediante un análisis matemático, cuándo es adecuado el empleo de los aisladores de base, en una estructura de piso convencional.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

1.1 Antecedentes

El desarrollo industrial ha obligado a los profesionistas a realizar proyectos de ingeniería estructural que requieren un alto nivel de especialización para el diseño de estructuras. En muchas ocasiones, las estructuras industriales presentan problemas inherentes al tipo de ambiente y solicitaciones de carga comunes en este tipo de estructuras, como son: el deterioro por exposición a agentes agresivos, las fallas o vibraciones excesivas en estructuras de soporte de equipos dinámicos, los agrietamientos por cimentaciones ineficientes, etc.

El comportamiento del suelo de desplante se considera generalmente elástico; esto es razonable para el intervalo de niveles de vibración asociados con un buen diseño de la cimentación. Los dos parámetros más importantes que deben ser determinados, en cualquier diseño dinámico de una estructura de soporte

son: ***la frecuencia natural y la amplitud de vibración del sistema de maquinaria-estructura de soporte***, en condiciones normales de operación.

El costo inicial de la construcción de una estructura de soporte para maquinaria es generalmente una pequeña fracción del costo de la misma maquinaria, de los accesorios y de la instalación. Sin embargo, la falla del sistema maquinaria-estructura de soporte, por causa de un diseño incorrecto o una defectuosa construcción, pueden interrumpir la operación del equipo y ocasionar importantes pérdidas económicas.

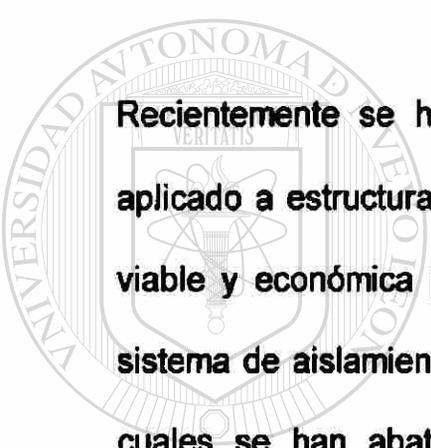
Quien diseñe estructuras de soporte de maquinaria debe resolver estos dos problemas principalmente:

- i. Que los movimientos de la maquinaria y la estructura de soporte no sean excesivos, ya que originan fallas, desperfectos en la operación propia del equipo e inclusive a maquinarias cercanas, así como la perturbación de las personas que laboran alrededor.
- ii. Que se disminuyan o, en su caso, se eliminen las vibraciones transmitidas a través de la estructura de soporte, para así evitar el fenómeno de resonancia ya que este efecto sería catastrófico para el sistema maquinaria-estructura de soporte-sistema de piso.

Con base en lo anterior, la práctica común en el diseño y construcción de estructuras de soporte para maquinaria era la de proporcionar grandes masas de concreto para controlar las amplitudes de vibración. Aunque esto resultó satisfactorio durante algún tiempo, actualmente se buscan soluciones más eficaces y económicas.

En los edificios industriales, los espacios para la colocación de equipos son cada vez más escasos y pequeños; lo que representa un factor importante en el dimensionamiento de los mismos; por lo que no resulta adecuado controlar las amplitudes de vibración mediante un gran bloque de concreto, siendo entonces necesaria la utilización de otros medios, que aseguren el control de las vibraciones. Uno de esos medios puede ser la colocación de aisladores de base, para la vibración de maquinaria, teniendo en mente que si la maquinaria se atornilla rigidamente a su estructura de soporte, el movimiento vibratorio en

sí mismo puede reducirse; pero la vibración transmitida al bloque de cimentación puede ser mayor. Esto produciría efectos perjudiciales aún a una distancia considerable del origen de la vibración. De otra manera, si se coloca un soporte flexible bajo la maquinaria o en la cimentación la vibración transmitida será considerablemente reducida, pero esto puede causar un movimiento significativo en la maquinaria durante su operación normal o durante el encendido y el apagado del equipo; por tanto, es necesario lograr un equilibrio entre estos dos requerimientos, (Juárez, 1998).



Recientemente se ha desarrollado el concepto de **Aislamiento de Base**, aplicado a estructuras de soporte de maquinaria rotatoria, como una solución viable y económica para amortiguar las vibraciones. Se han utilizado como sistema de aislamiento de base materiales elásticos y elastoplásticos, con los cuales se han abatido considerablemente los niveles de vibración de la maquinaria.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

De esta manera, resulta necesario solucionar analíticamente los modelos matemáticos que consideren el aislamiento, para así contar con métodos que permitan evaluar en forma convincente la eficiencia de esta alternativa, en el diseño de estructuras de soporte para maquinaria rotatoria.

1.2 Objetivos y alcances

En esta tesis se estudian únicamente las maquinarias de tipo rotatorio.

El objetivo fundamental de la investigación es analizar el comportamiento dinámico que tienen las estructuras de soporte de maquinaria rotatoria cuando son provistas de sistemas de aislamiento de base; en particular, la colocación de placas de materiales elásticos y elastoplásticos como sistemas de aislamiento. También se tiene como objetivo el de establecer criterios para una correcta elección de los aisladores de base, para de esta forma, obtener un método.

En esta investigación se contemplan las siguientes metas:

- a) Realizar una amplia revisión bibliográfica sobre los estudios y aplicaciones realizados sobre el tema de aislamiento de maquinaria.
- b) Elaborar uno o varios métodos de análisis para determinar una adecuada elección del aislador.
- c) Aplicar ese método en los casos teóricos y prácticos de estudio, para determinar un adecuado análisis dinámico.
- d) Elaborar un documento que sirva de guía para establecer los criterios de solución relacionados con el problema de las vibraciones de cierta maquinaria rotatoria provista con sistemas de aislamiento.

CAPÍTULO 2

LAS MAQUINARIAS ROTATORIAS

Existe una diversidad de sistemas de maquinaria, cuyo funcionamiento interno depende de los tipos de componentes que conforman una maquinaria, y éstos, a su vez, dependen de la diversidad de maquinarias que existen en el mercado.

2.1 Tipos de Maquinarias

Funcionamiento. El tipo de excitación que generalmente desarrollan las máquinas rotatorias es de tipo armónico. Éstas producen fuerzas de desbalanceo que, para determinarlas, es necesario conocer la masa rotatoria y

la excentricidad entre el centro de rotación y el centro de gravedad de la masa rotatoria.

Para las maquinarias rotatorias es posible, teóricamente, balancear las partes móviles que producen las fuerzas de desbalanceo durante la rotación; sin embargo, en la práctica, es difícil eliminar del todo el desbalanceo, debido a que se ve afectado por los procedimientos del diseño, de la fabricación, de la instalación y del mantenimiento.

Algunos aspectos que contribuyen al desbalanceo de máquinas rotatorias son: el desalineamiento durante la instalación, el daño o corrosión de las partes

móviles y también las deflexiones por gravedad del eje de rotación de la máquina.

Velocidad de Operación. En términos prácticos, las máquinas rotatorias se clasifican de la siguiente manera:

- De baja velocidad
- De alta velocidad.

a) *De baja velocidad.* Son aquellas que operan a menos de 1500 r.p.m., como por ejemplo, los motores generadores, las bombas centrífugas y de vacío, los ventiladores, las devanadoras, etc. Para este tipo de maquinaria, es deseable que su cimentación consista en bloques de concreto del tipo *rígido* o *marco*. En algunos casos, si fuese necesario, la cimentación deberá estar soportada sobre pilas.

b) *De alta velocidad.* Ejemplos de éstas son las turbinas de gasolina o de vapor, los generadores, los compresores y los turboventiladores, las cuales son mayores a 1500 rpm y pueden tener un valor de hasta 10000 rpm. Las velocidades de operación de este tipo de maquinaria oscilan generalmente entre las 3000 y las 3600 rpm.

La instalación de un turbogenerador representa la colocación de equipos auxiliares, tales como condensadores, líneas de tubería de vapor que soportan grandes temperaturas, ductos y ventilas de aire, etc.; de tal manera que toda la unidad, incluyendo la estructura de soporte de la maquinaria y su equipo auxiliar, deben estar totalmente accesibles para su inspección.

Las diversas aplicaciones que se le puede dar a una maquinaria rotatoria se visualiza en la figura 2.1.

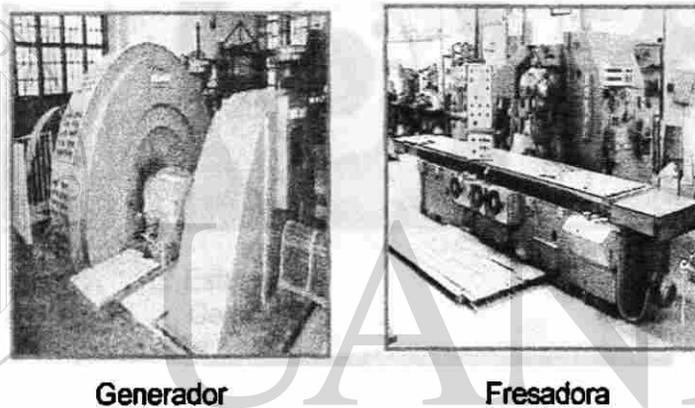
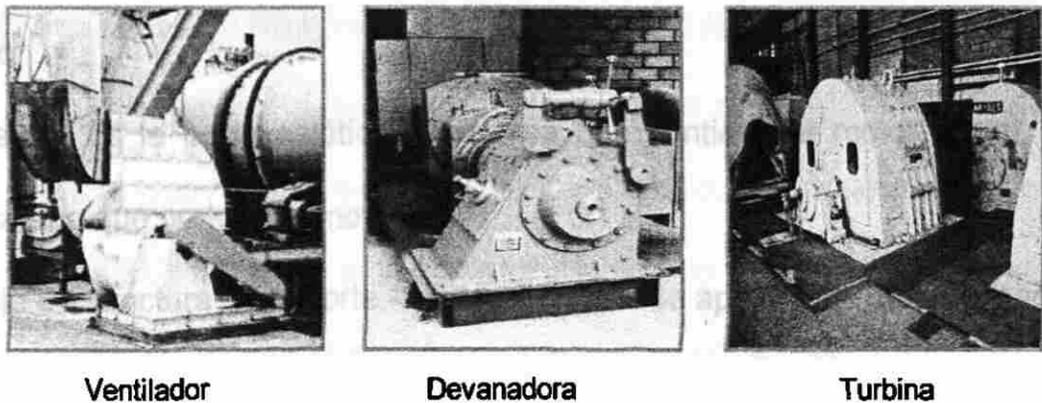


Fig. 2.1 Tipos de maquinaria rotatoria

Componentes de una Maquinaria Rotatoria. Las partes que conforman una maquinaria rotatoria se describen a continuación:

Motor.- Mecanismo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica; hay motores de gas, de gasolina y de diesel, que también funcionan como maquinarias rotatorias; estas partes se pueden apreciar en la figura 2.2.

Rotor.- Es un electroimán que se produce enrollando alambre delgado alrededor de dos o más polos de un centro de metal o eje.

Eje o Flecha.- Elemento mecánico comprendido dentro del rotor, que une el motor con otros dispositivos.

Reductor.- Mecanismo que reduce o aumenta la velocidad de operación del motor.

Estator.- Es la parte estática o carcasa que contiene el motor; en si, es la armadura que protege al motor.

Fuste o estructura de soporte.- Parte en la cual se apoya toda la maquinaria.

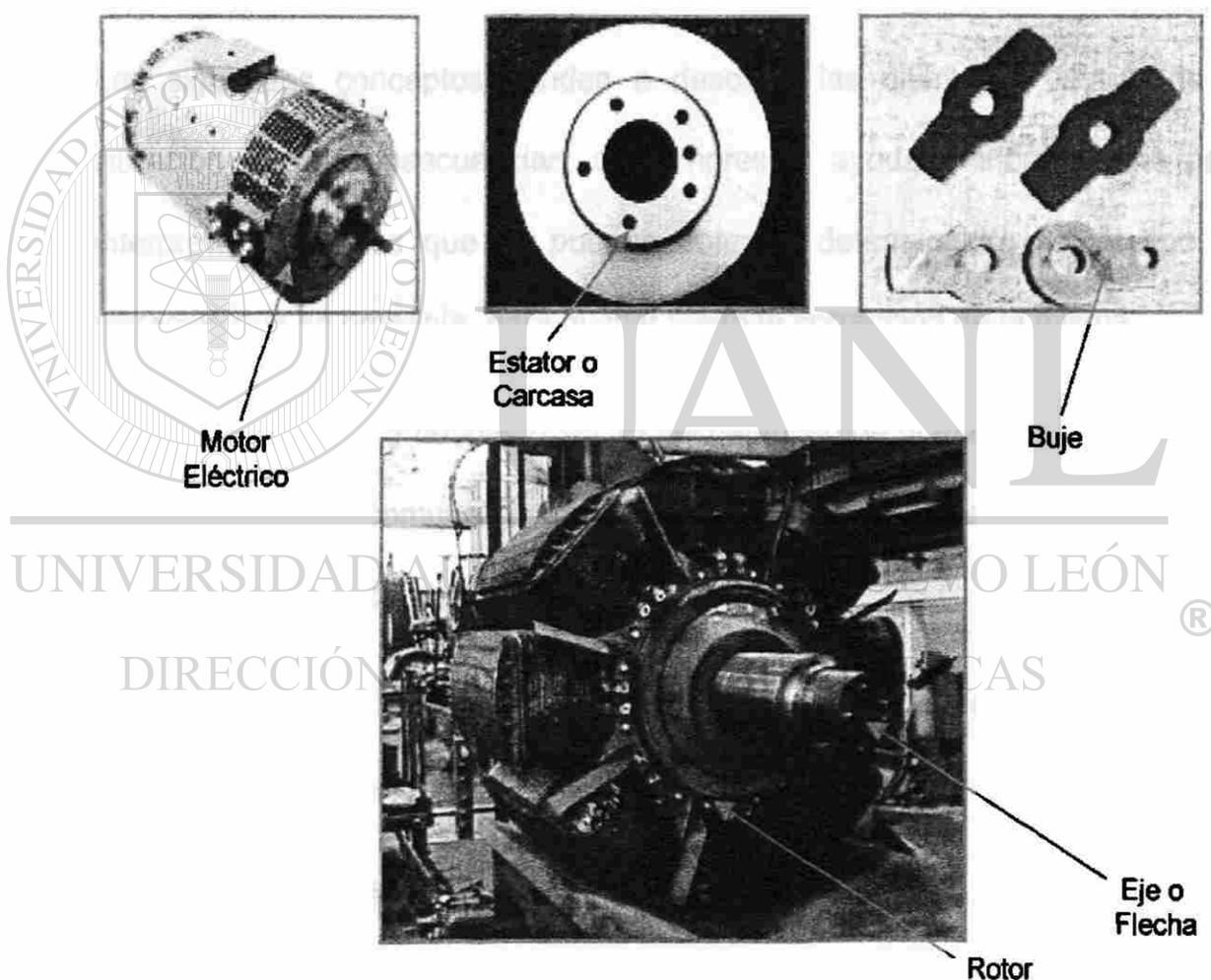


Fig. 2.2 Componentes de una maquinaria rotatoria

2.2 Causas de la vibración

El propósito principal para analizar y diagnosticar el estado de una maquinaria es determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración; es decir, reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas y no necesarias. De manera que, al estudiar los datos, el interés principal deberá ser la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, la determinación de las causas, y la corrección del problema que ellas representan.

Los siguientes conceptos tienden a describir las diferentes causas de la vibración y sus consecuencias; su comprensión ayudará enormemente para interpretar los datos que se puedan obtener, determinando así el tipo de vibración que se presenta, para buscar luego la corrección de la misma.

a) *Vibración debida a desbalanceo.* El desbalanceo de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración; y puede acreditarse principalmente a las siguientes circunstancias:

- Deterioro natural del equipo; que produce desgaste de los componentes.
- Fallas mecánicas.
- Errores de manufactura.
- Falta de mantenimiento.

En muchos casos, los datos colectados en un estado de desbalanceo indican:

- i. La frecuencia de vibración tiene un valor de 1x las rpm de la velocidad de giro del eje-rotor desbalanceado.
- ii. La amplitud es proporcional a la cantidad de desbalanceo.
- iii. La amplitud de la vibración en las maquinarias con eje horizontal, es normalmente mayor en el sentido de medición radial, horizontal o vertical.
- iv. El análisis de fase indica lecturas de fase estables.
- v. La fase se desplazará 90° , si se desplaza el captador 90° .

b) *Vibración debida a falta de alineamiento.* En la mayoría de los casos, los datos derivados de una condición de falta de alineación indican lo siguiente:

- i. La frecuencia de vibración es de 1x rpm; también 2x y 3x rpm, en los casos de grave falta de alineación.
- ii. La amplitud de la vibración es proporcional a la falta de alineación.
- iii. La amplitud de la vibración puede ser alta, también en sentido axial, además de la radial.
- iv. El análisis de fase muestra lecturas de fase inestables.

La falta de alineación, aún con acoplamientos flexibles, produce fuerzas tanto radiales como axiales que, a su vez, producen vibraciones radiales y axiales.

Uno de los indicios más importantes de problemas debidos a la falta de alineación y a la existencia de ejes torcidos, es la presencia de una elevada vibración en ambos sentidos, radial y axial. En general, cada vez que la amplitud de la vibración axial sea mayor que la mitad de la lectura radial más alta, hay un buen motivo para sospechar la existencia de un problema de alineamiento o del eje torcido.

Los tres tipos básicos de la falta de alineación en el acoplamiento son: angular, en paralelo, y una combinación de ambos.

Una falta de alineación angular sujeta principalmente los ejes de las maquinarias, accionadora y accionada, a vibración axial igual que la velocidad de rotación (rpm) del eje.

La falta de alineación, en paralelo, produce principalmente vibración radial, con una frecuencia igual al doble de la velocidad de rotación del eje.

c) *Vibración debida a excentricidad.* La excentricidad es otra de las causas comunes de vibración en la maquinaria rotatoria. Excentricidad, en este caso, no significa "ovalización", sino que la línea central del eje no es la misma que la línea central del rotor – el centro de rotación verdadero difiere de la línea central geométrica.

La excentricidad es, en realidad, una fuente común de desbalanceo, y se debe a la concentración de un mayor peso de un lado del centro de rotación que del otro.

Una manera de diferenciar entre desbalanceo y excentricidad, en este tipo de motor, es medir la vibración con un filtro afuera, mientras el motor está funcionando bajo corriente. Luego se desconecta el motor, observando el cambio de la amplitud de vibración. Si la amplitud se reduce gradualmente, mientras el motor sigue girando por inercia, es muy probable que el problema se deba a desbalanceo; si, en cambio, la amplitud de vibración desaparece en el momento mismo en que se desconecta el motor, el problema es seguramente de naturaleza eléctrica, y es muy posible que se deba a la excentricidad del inducido.

d) Vibración debida a elementos rodantes defectuosos. Se ubican los defectos en las pistas, en las bolas o en los rodillos de rodamientos de elementos rodantes y ocasionan vibraciones de alta frecuencia; o de plano, la frecuencia no es necesariamente un múltiplo integral de la velocidad de rotación del eje. La amplitud de la vibración dependerá casi generalmente de la gravedad y de la forma y tipo de la falla del rodamiento.

Otras causas comunes de fallas en los rodamientos de los elementos rodantes son: la aplicación de carga excesiva, la falta de alineación, defectos en los asientos del eje y/o de las perforaciones en el alojamiento, montaje defectuoso, ajuste incorrecto, lubricación inadecuada o incorrecta, sellado deficiente, falsa brinelación (deformación bajo carga), corriente eléctrica.

e) Vibración debida a cojinetes de fricción defectuosos. Elevados niveles de vibración, ocasionados por cojinetes defectuosos, son generalmente el

resultado de una holgura excesiva (causada por desgaste, consecuencia de una acción de barrido o por erosión química), aflojamientos mecánicos (metal blanco suelto en el alojamiento), o por problemas de lubricación.

f) *Vibración debida a aflojamiento mecánico.* El aflojamiento mecánico y la acción de golpeo (machacado) resultante, producen vibración a una frecuencia que a menudo es 2x, y también múltiplos más elevados, de las rpm. La vibración puede ser resultado de pernos de montaje sueltos, de holgura excesiva en los rodamientos, o de fisuras en la estructura o en el pedestal de soporte.

La vibración característica de un aflojamiento mecánico se genera por alguna otra fuerza de excitación, como un desbalanceo o una falta de alineamiento.

Sin embargo, el aflojamiento mecánico empeora la situación, transformando cantidades relativamente pequeñas de desbalanceo o falta de alineamiento

en amplitudes de vibración excesivamente altas. Corresponde, por lo tanto, decir que el aflojamiento mecánico permite que se den mayores vibraciones de las que ocurrirían de por sí, derivadas de otros problemas.

Como nota importante, se puede decir que un aflojamiento mecánico excesivo es muy probable que sea la causa primaria de los problemas, cuando la amplitud de la vibración, 2x las rpm, es más de la mitad de la amplitud a la velocidad de rotación, 1x las rpm.

g) *Vibración debida a las correas de mando.* Las correas de accionamiento del tipo en "V" gozan de mucha popularidad para la transmisión del movimiento,

puesto que tienen una alta capacidad de absorción de golpes, choques y vibraciones.

Los problemas de vibración asociados con las bandas en "V" se clasifican generalmente por:

- i. La reacción de la correa a otras fuerzas, originadas por el equipo presente, que causan alteraciones.
- ii. Las vibraciones creadas por problemas de la banda en sí.

Las correas en "V" se consideran a menudo como fuente de vibración, porque es tan fácil ver las bandas que saltan y se sacuden entre poleas. Por lo general, el reemplazo de las bandas es a menudo una de las primeras tentativas de corrección de los problemas de vibración.

Sin embargo, es muy posible que la banda esté sencillamente reaccionando frente a otras fuerzas presentes en la maquinaria. En tales casos, la correa es solamente un indicador de que hay problemas de vibración y no representa la causa misma.

La frecuencia de vibración de las correas es el factor clave en la determinación de la naturaleza del problema. Si la correa está sencillamente reaccionando a otras fuerzas de alteración, tales como desbalanceo o excentricidad en las poleas, la frecuencia de vibración de la correa será muy probablemente igual a la frecuencia alterante. Esto significa que la pieza de

la maquinaria que realmente está causando el problema aparecerá estacionaria bajo la luz estroboscópica del analizador.

h) Vibración debida a problemas de engranaje. La vibración que resulta de problemas de engranaje es de fácil identificación, porque normalmente ocurre a una frecuencia igual a la frecuencia de engrane de los engranajes; es decir, la cantidad de dientes del engranaje, multiplicada por las rpm del engranaje de falla.

Algunos problemas comunes de los engranajes, que tienen como resultado vibración a la frecuencia de engrane, pueden acreditarse al desgaste excesivo de los dientes, a la inexactitud de los dientes, a fallas de lubricación o a materias extrañas atrapadas entre los dientes.

No todos los problemas de engranajes generan frecuencias de vibración iguales que las frecuencias de engrane. Si un engranaje tiene un solo diente roto o deformado, por ejemplo, el resultado puede ser una frecuencia de vibración de 1x las rpm. Mirando la forma de onda de esa vibración, en un analizador, la presencia de señales de impulso permitirá distinguir entre este problema y las demás averías que también generan frecuencias de vibración de 1x las rpm. Desde luego, si hay más de un diente deformado, la frecuencia de vibración se multiplica por una cantidad correspondiente.

La amplitud y la frecuencia de vibración debida a los engranajes pueden también parecer erráticas, a veces. Dicho tipo de vibración errática ocurre, normalmente, cuando un conjunto de engranajes está funcionando en

condiciones de carga muy liviana. En tales condiciones, la carga puede desplazarse repetidamente de un engranaje a otro, de modo irregular.

i) Vibración debida a fallas eléctricas. Este tipo de vibración es normalmente el resultado de fuerzas magnéticas desiguales, que actúan sobre el rotor o sobre el estator. Dichas fuerzas desiguales pueden deberse a: un rotor que no es redondo, chumaceras del inducido que son excéntricas, falta de alineación entre el rotor y el estator; entrehierro no uniforme, perforación elíptica del estator, devanados abiertos o en corto circuito, o a hierro del rotor en corto circuito.

En líneas generales, la frecuencia de vibración resultante de los problemas de índole eléctrica será de $1x$ rpm, y, por tanto, se parecerá a un desbalance.

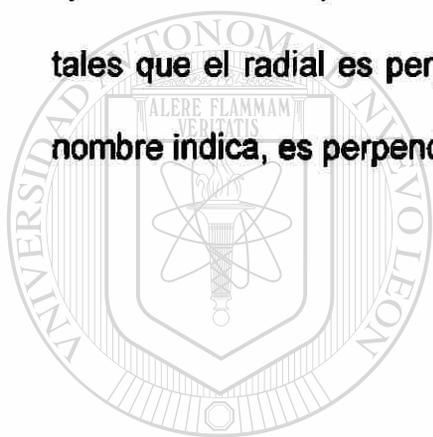
Una manera sencilla de verificar la presencia eventual de vibración eléctrica es observar el cambio de la amplitud de la vibración total (filtro fuera) en el

instante en el cual se desconecta la corriente de esa unidad. Si la vibración desaparece en el mismo instante en que se desconecta la corriente, el problema seguramente será eléctrico. Si sólo decrece gradualmente, el problema será de naturaleza mecánica.

Las vibraciones ocasionadas por los problemas eléctricos responden generalmente a la cantidad de carga colocada en el motor. A medida que se modifica la carga, la amplitud y/o las lecturas de fase pueden indicar cambios significativos. Esto explica por qué los motores eléctricos que han sido probados y balanceados en condiciones sin carga muestran cambios

drásticos en los niveles de vibración, cuando vuelven a ser puestos en servicio, (Vera, 2000).

Es importante distinguir entre las designaciones de: axial, radial y tangencial; en las cuales son los tres ejes ortogonales; donde axial es la dirección en línea o paralela al eje de rotación y radial y tangencial son dos ejes perpendiculares en el plano de rotación. Generalmente, la dirección radial es la vertical para una maquinaria horizontal, mientras que tangencial es la horizontal, perpendicular al eje. Para una maquinaria vertical, radial y tangencial son dos ejes horizontales tales que el radial es perpendicular al centro del eje y el tangencial, como su nombre indica, es perpendicular al radial, (Hurtado, 1999).



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

2.3 Fuerzas de desbalanceo

Las fuerzas de desbalanceo. Se producen por las causas explicadas anteriormente, se visualizan en la figura 2.3a y se resumen en la ecuación siguiente:

$$F = m_r e \omega^2 \quad (2-1)$$

Donde e se mide a partir del centro de masa del eje de rotación. Las componentes horizontal y vertical de la fuerza desbalanceadas están dadas por:

$$F_x = m_r e \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (2-2a)$$

y

$$F_z = m_r e \omega^2 \cdot \sen \omega t \quad (2-2b)$$

Como se aprecia en las expresiones (2-1), (2-2a) y (2-2b), las fuerzas de desbalanceo son directamente proporcionales a los valores de masa y excentricidad, y con respecto a la velocidad de operación, ésta varía de manera cuadrática; siendo ésta la que más repercute en los valores obtenidos del desbalanceo.

Las máquinas rotatorias de alta velocidad generalmente se encuentran bien balanceadas y la excentricidad e es pequeña. Sin embargo, debido a su rapidez, la magnitud de las cargas de excitación puede ser significativa. Cuando dos maquinarias rotatorias, de la misma capacidad y con el mismo desbalanceo, trabajan de manera acopiada, la masa desbalanceada en cada maquinaria pueden estar en fase, como se muestra en la figura 2.3b, o defasadas por 180° , como se muestra en la figura 2.3c, o para cualquier fase, como en la figura 2.3d.

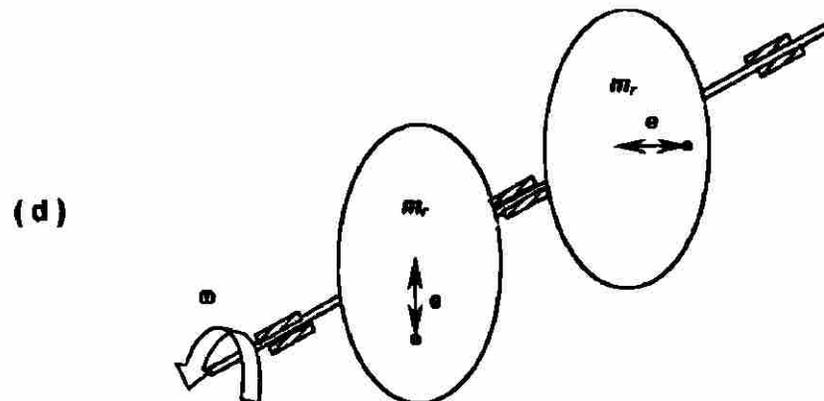
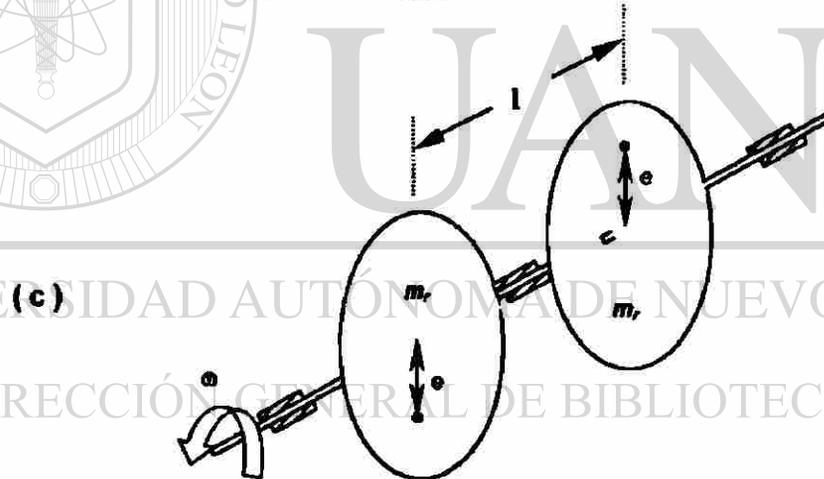
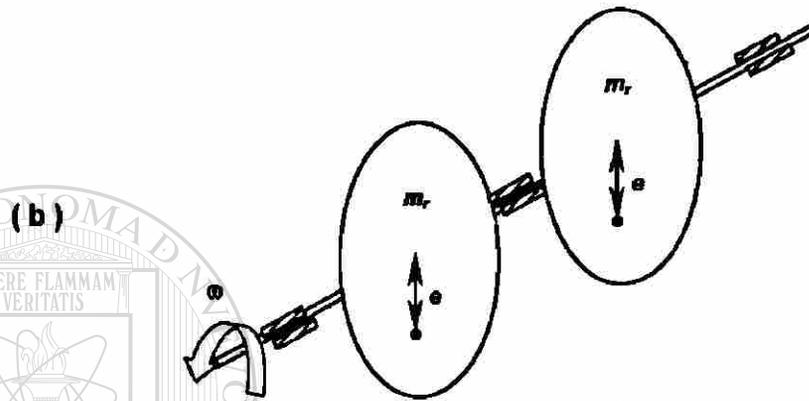
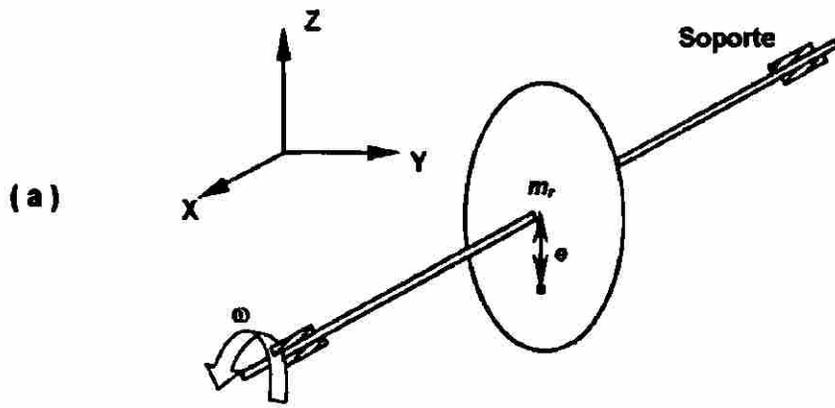


Fig. 2.3 Fuerzas de desbalanceo debidas a maquinaria rotatoria
 (a) rotor simple; (b) dos rotores con desbalanceo en fase;
 (c) dos rotores con igual desbalanceo y con diferencia de fase de 180° ;
 (d) dos rotores con igual desbalanceo y cualquier fase

La fuerza desbalanceada, para el caso mostrado en la figura 2.3b, está dada por:

$$F = 2m_r e \omega^2 \quad (2-3a)$$

Las componentes vertical y horizontal de la fuerza desbalanceada están dadas por:

$$F_x = 2m_r e \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad (2-3b)$$

y

$$F_z = 2m_r e \omega^2 \cdot \sen \omega t \quad (2-3c)$$

Para el caso de los rotores mostrados en la figura 2.3c, la resultante de la fuerza desbalanceada, debida a las dos masas, se anula, pero resta un momento resultante M dado por:

$$M = m_r e \omega^2 (l) \quad (2-3d)$$

(l) es la distancia entre el centro de masa y el de gravedad del rotor, como se muestra en la figura 2.3c.

Las componentes, en dirección horizontal y vertical, del momento M están dadas por:

$$M_x = m_r e \omega^2 (l) \cdot \cos \omega t \quad (2-3e)$$

y

$$M_z = m_r e \omega^2 (l) \cdot \sen \omega t \quad (2-3f)$$

Cuando las masas están orientadas como se muestra en la figura 2.3d, la operación de la maquinaria incrementará la fuerza desbalanceada y el momento. Para el diseño, la peor combinación de cargas debe proponerse para aplicarla en el diseño de la cimentación. La fuerza desbalanceada estará dada

por la ecuación (2-3a) y el momento desbalanceado por la ecuación (2-3d). Para más de dos rotores con flecha en común, la combinación de fuerzas y momentos desbalanceados pueden obtenerse de manera similar, (Prakash, Puri, 1976).

Excentricidad de diseño. Un dato fundamental, con el cual debe contar el diseñador de una cimentación para maquinaria, es el valor de las fuerzas desbalanceadas, el cual debe ser proporcionado por el fabricante; sin embargo, existen casos en que el fabricante garantiza que su maquinaria esté libre de excentricidades y, por ende, de fuerzas desbalanceadas. En el caso de que el diseñador no cuente con la información de la excentricidad, por el motivo mencionado anteriormente; la tabla 2.1 ayuda a determinar una excentricidad de diseño, la cual depende de la velocidad de rotación con la que opera la maquinaria, (Arya, O'Neill, Pincus, 1979).

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Tabla 2.1
Excentricidades de diseño para maquinarias rotatoria

Velocidad de Operación	Excentricidad, (in). (Doble Amplitud)
750	.014 - .032
1500	.008
3000	.002

Arya, O'Neill y Pincus (1979) han propuesto la siguiente expresión para determinar una excentricidad de diseño, en función de la velocidad de operación:

$$e \text{ (mil)} = \alpha \sqrt{12000/\omega} < 1.0 \text{ (mil)}, \quad (2-4)$$

Los valores que puede tomar el coeficiente $\alpha = 0.5$, en el momento de instalar y 1.0, después de algunos años de operación. Además 1 mil = 0.001 in.

Resultados experimentales. Es importante mencionar que hasta hace poco tiempo se creía que las fuerzas generadas en maquinarias de alta velocidad, en conjunto con las fuerzas centrífugas, se formaban por la rotación del rotor. Recientemente se han obtenido resultados experimentales confiables de las fuerzas centrífugas, y el dimensionamiento ya está fuera de la aproximación. Las fuerzas centrífugas no pudieron ser determinadas teóricamente, sino mediante experimentos de la operación de las maquinarias rotatorias. *Para maquinarias de alta velocidad, la fuerza centrífuga es teóricamente 0, cuando el centro de gravedad concuerda con el eje de rotación; pero se genera un incremento de desbalanceo durante la operación, originando un incremento en la excentricidad del rotor.*

La primera información para la determinación de las fuerzas centrífugas provino de los resultados obtenidos de medidas hechas cuando las maquinarias estaban balanceadas antes de su instalación. Los resultados experimentales se llevaron a cabo en la antigua Unión Soviética y han proporcionado datos fidedignos para la determinación de las fuerzas centrífugas. Los datos

relevantes se obtuvieron y se agruparon durante más de 10 años de investigación.

Las amplitudes del rotor varían con las cimentaciones y las construcciones. El método de sincronización de medidas, desarrollado en Hungría, ha sido aplicado para su determinación. Los resultados obtenidos durante la aceleración de turbogeneradores han demostrado que, especialmente con los elementos muy alejados de la zona de resonancia, entran en resonancia transitoria. Entre las amplitudes observadas, que ponen en peligro la seguridad de los edificios, se encontró necesario determinar y reducir también la excentricidad, para eliminar las vibraciones indeseables. Después, las amplitudes de los elementos puestos a consideración, inducen una vibración bajo una excentricidad conocida, viene a ser la cuantificada. Se encontró, en la práctica, que, por ejemplo, una amplitud de 0.05 mm causada por turbogeneradores operando a 3000 rpm, daba agrietamientos considerables de los muros cuya sección transversal era de 1.60 x 2.35 m. El agrietamiento puede trazarse al tener una rigidez excesiva del muro. Las grietas entre 0.01-0. mm y cercanas a razón de 3000 rpm, (Major Vol. III, 1980).

La excentricidad puede determinarse, si se conoce el peso del rotor. Ya sea que las vibraciones dañinas puedan ser eliminadas por métodos de ingeniería mecánica, dependientes de la magnitud de la excentricidad. Esto debería ser imposible, pues debe ser modificada la frecuencia natural de la estructura.

Las prioridades de instalación, para que las maquinarias estén balanceadas son las siguientes:

1. Deben medirse las vibraciones de los soportes de las maquinarias.
2. Se deben volver a medir las vibraciones de los soportes después de trasladar el peso balanceado.

El balanceo correcto da como resultado una reducción de las vibraciones. Las fuerzas centrífugas están calculadas a partir de la magnitud del peso balanceado y del radio del soporte. En el caso de balanceo total, las vibraciones del soporte deben aproximarse a 0. De manera práctica, las vibraciones del soporte no pueden eliminarse completamente, y esto da lugar a que la fuerza centrífuga continúe existiendo. Ésta puede determinarse por un cálculo de proporcionalidad:

$$F - F^0 = \frac{A_2}{A_1} F \quad (2-5)$$

donde

$$F = F^0 \frac{A_1}{A_1 - A_2} = F^0_1 A_1 \quad (2-6)$$

$$F^0_1 = \frac{F^0}{A_1 - A_2} \quad (2-7)$$

La fuerza obtenida en la ecuación (2-7) se expresa usualmente como un porcentaje del peso del rotor.

Barkan determinó la fuerza centrífuga y, de esta forma, la excentricidad; por el método mencionado arriba; esto con base en la ecuación:

$$F = F^0_1 A_1 \quad (2-8)$$

Esto significa que la fuerza centrífuga se calcula correspondiendo al estado desbalanceado y a la excentricidad inicial, por medio de las vibraciones iniciales de los soportes (A_1) pero, según Makarichev, por medio de valores teóricos grandes, A_p , determinados con base en la experimentación de los ejemplos actuales, según,

$$F = F^0 {}_1A_p \quad (2-9)$$

El valor A_p debería seleccionarse, que aún las vibraciones se incrementen, las cuales pueden ocurrir en la práctica de las cimentaciones; de otra manera se dañarían. El valor práctico de A_p es 0.4 mm. Los valores superiores pueden ser usados para cualquier tipo de maquinaria, sin hacer caso de las velocidades de operación.

Si por medio de la relación $F = F^0 {}_1A_p$, se calculan las fuerzas centrífugas los valores así obtenidos se relacionan con el peso del rotor; entonces, para una

velocidad de operación de 3000 rpm, se obtendrá el valor promedio

$$F = 0.88G_r$$

Para turbogeneradores a velocidades de 1500 rpm:

$$F = 0.58G_r$$

Debe mencionarse que los datos utilizados fueron propiamente medidos y obtenidos por matemáticas estadísticas y también medidos en unidades de alta capacidad, en la antigua Unión Soviética. Estos valores pueden dimensionarse con los siguientes valores promedio:

Para turbinas de 3000 rpm;

Para fuerzas vertical y transversal: $F = 0.8 G_r$

Para fuerzas longitudinales: $F = 0.4 G_r$

Para turbinas de 1500 rpm;

Para fuerzas vertical y transversal: $F = 0.72G_r$

Para fuerzas longitudinales: $F = 0.30G_r$

Los valores de anteriores deben, sin embargo, incrementarse si hay una posibilidad para que las fuerzas centrífugas los excedan y lleguen a sobrecargar los soportes. Por estas razones, los siguientes valores, exceden los valores aritméticos, y deben usarse:

Para 3000 rpm $F_{max} = 1.0G_r$

Para 1500 rpm $F_{max} = 0.8G_r$

No se ha mencionado, hasta el momento, nada sobre las fuerzas centrífugas cuyas velocidades de operación son menores que 1500 rpm. De acuerdo con experimentos similares a los mencionados arriba, para fuerzas centrífugas altas y con un promedio de velocidad de 750 rpm, $F_{max} = 0.5G_r$.

Los máximos valores antedichos aplicados a las velocidades de operación. Las fuerzas centrífugas causadas por las velocidades de aceleración y desaceleraciones son:

Para 3000 rpm $F = 1.0G_r \left(\frac{N}{N_0} \right)^2$ (2-10)

Para 1500 rpm $F = 0.8G_r \left(\frac{N}{N_0} \right)^2$ (2-11)

Para 750 rpm $F = 0.5G_r \left(\frac{N}{N_0} \right)^2$ (2-12)

Las fuerzas centrífugas calculadas de un soporte y las vibraciones de 0.4 mm representan valores límite, dentro de los cuales la cimentación no sufrirá ningún daño.

Sin embargo, para el cálculo de las amplitudes se necesitan conocer también las fuerzas centrífugas que corresponden al balance normal.

Para maquinarias que operan en velocidades de 1500 a 3000 rpm, esta condición se alcanza suponiendo vibraciones del soporte de 0.08 mm. Si las medidas hechas para determinar las vibraciones de los soportes resultan de un valor promedio de 0.08 mm, las fuerzas centrífugas serán como sigue:

$$\text{Para 3000 rpm} \quad F = 0.20G_r \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \quad (2-13)$$

$$\text{Para 1500 rpm} \quad F = 0.16G_r \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \quad (2-14)$$

$$\text{Para 750 rpm} \quad F = 0.10G_r \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \quad (2-15)$$

Complementariamente a la determinación de las fuerzas centrífugas, la excentricidad de las masas rotatorias puede determinarse como fase final de la evaluación de la investigación de resultados. Lo necesario para determinar la excentricidad es de importancia secundaria, si la fuerza centrífuga puede calcularse directamente, llevando a cabo una consideración cuidadosa del balanceo.

Las excentricidades, calculadas con base en los valores máximos de las fuerzas centrífugas, son:

$$\text{Para 3000 rpm} \quad e_1 = 0.1 \text{ mm}$$

Para 1500 rpm $e_1 = 0.3 \text{ mm}$

Para 750 rpm $e_1 = 0.8 \text{ mm}$

Las excentricidades y las fuerzas centrífugas, para maquinarias de alta velocidad, están compiladas en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2
Excentricidades y fuerzas centrífugas para
maquinarias de altas velocidades

Velocidad de operación N_0 (rpm)	Para cálculos de amplitudes permisibles		Para cálculo de esfuerzos permisibles	
	Excentricidad para desbalanceo normal e , (mm)	Fuerza centrífuga para velocidades de operación F , (t)	Excentricidad para desbalanceo máximo e , (mm)	Fuerza centrífuga para velocidades de operación F , (t)
3000	0.020	0.20 G	0.100	1.0 Gr
1500	0.064	0.16 G	0.320	0.8 Gr
750	0.160	0.10 G	0.800	0.5 Gr

2.4 Tipos de estructura de soporte

El medio en el que se acostumbra apoyar comprende básicamente dos tipos de estructuras:

- Bloques de cimentación.
- Sistemas de piso convencional.

Cada uno de estos sistemas presentan ventajas y desventajas; y la elección de uno de estos tipos dependerá, principalmente, del ambiente que rodea al lugar donde se ubicará la maquinaria.

2.4.1 Bloque de cimentación

Para elegir una cimentación de maquinaria encima de un bloque de cimentación, primero que nada, se debe tener conocimiento de los diferentes tipos y subtipos que existen. A continuación se describe cada uno de ellos.

Forma estructural. Las cimentaciones de bloques de cimentación se clasifican en:

- a) **Cimentación tipo bloque** (figura 2.4a). Consiste en un pedestal de concreto, sobre el cual descansa la maquinaria.
- b) **Cimentación tipo cajón** (figura 2.4b). Consiste en un bloque de concreto hueco, en cuya parte superior se apoya la maquinaria.
- c) **Cimentación tipo muro** (figura 2.4c). Este consiste en un par de muros, que soportan la maquinaria en su parte superior.

d) *Cimentación tipo marco* (figura 2.4d). Es un conjunto de columnas verticales, que soportan una plataforma y ésta, junto con las columnas, forman la sección de un marco donde se apoya la maquinaria.

Las maquinarias que producen impactos y fuerzas periódicas a velocidades de baja frecuencia, se montan generalmente sobre cimentaciones tipo bloque; mientras que las que trabajan a altas velocidades y las maquinarias rotatorias se montan generalmente sobre las cimentaciones de tipo marco; sin embargo, para ciertas condiciones particulares, lo anterior puede modificarse; en cuyo caso, es posible proponer otra alternativa de mayor conveniencia.

A ciertas maquinarias, tales como los tornos, que inducen fuerzas dinámicas muy pequeñas, se las suele atornillar al firme directamente, sin necesidad de una cimentación especial, (Srinivasulu, Vaidyanathan, 1977).

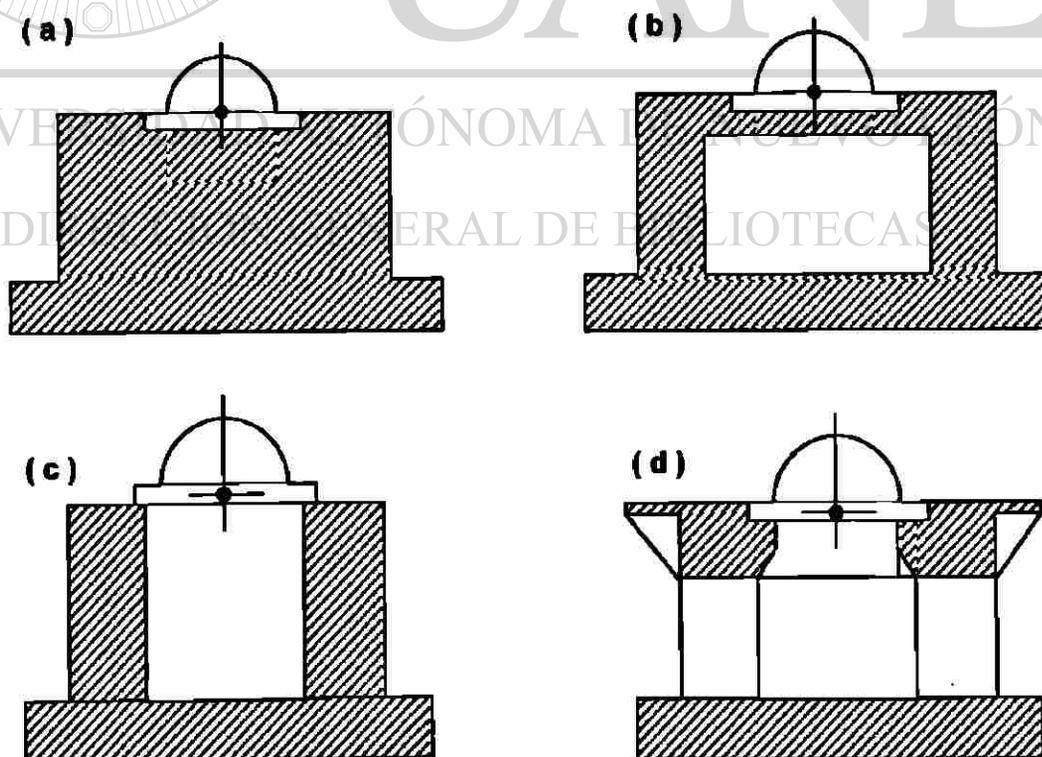


Fig. 2.4 Tipos de cimentación de maquinaria
(a) Tipo Bloque; (b) Tipo Cajón; (c) Tipo Muro; (d) Tipo Marco

Frecuencia de operación. Ésta depende de las velocidades de operación de las maquinarias rotatorias, las cuales se clasifican en tres categorías:

- De baja a media frecuencia: 0 – 500 rpm
- De media a alta frecuencia: 500 – 1000 rpm
- De muy altas frecuencias: Mayor que 1000 rpm

a) *De baja frecuencia.* Comprenden compresores y sopladores. Para este grupo se adopta generalmente la cimentación tipo bloque, con un área grande de contacto con el suelo de desplante.

b) *De media frecuencia.* Se recomiendan, generalmente, las cimentaciones de tipo bloque, desplantadas sobre resortes o placas elásticas, como el neopreno; debido a que se mantiene la frecuencia natural de la cimentación considerablemente menor que la frecuencia de operación.

c) *De alta frecuencia.* Incluye motores de combustión interna de alta velocidad, como motores eléctricos y turbogeneradores. Se recomienda utilizar cimentaciones de tipo bloque, con pequeña superficie de contacto y el empleo de aisladores de base para disminuir la frecuencia natural. La turbomaquinaria requiere cimentación tipo marco, para acomodar entre las columnas el equipo auxiliar necesario.

Fue una creencia general que un pesado bloque de cimentación daría un adecuado aislamiento contra las vibraciones producidas por la operación de la maquinaria soportada. Este concepto tuvo vigencia mientras se utilizaban fórmulas aproximadas para obtener el peso del bloque de cimentación, con relación a la capacidad o peso de maquinaria. Posteriormente, se creyó

adecuado colocar la maquinaria sobre un bloque de cimentación, puesto dentro de un cajón de concreto reforzado, forrado con material aislante, para proveer un efectivo aislamiento. En la figura 2.5 se muestran las partes componentes de un bloque de cimentación aislado.

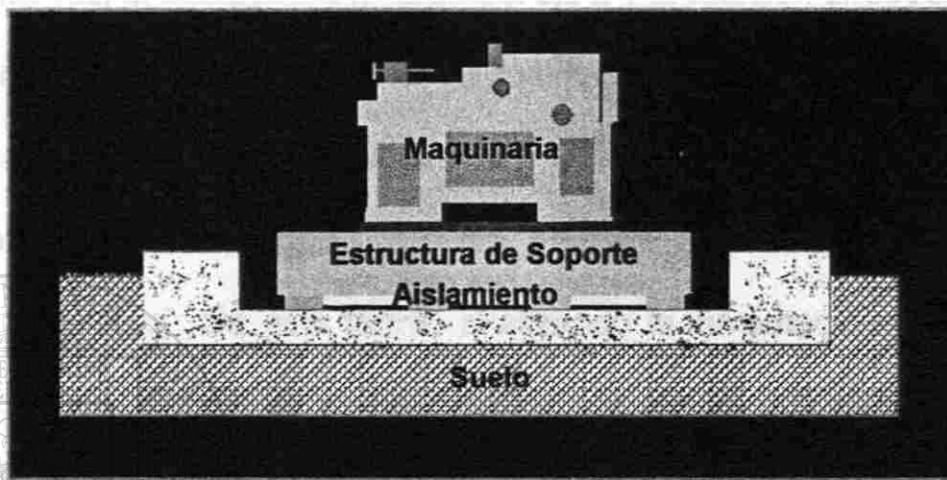


Fig. 2.5 Partes que componen un sistema de bloque de cimentación aislado

El amortiguamiento del sistema del bloque aislado es mayor que el del sistema de piso; por ende, el comportamiento es mejor.

Modos de vibrar. Para una cimentación del tipo bloque rígido, se debe asumir que se desplaza como un cuerpo rígido. Por consiguiente, bajo la influencia de fuerzas y momentos superpuestos, un bloque de concreto rígido puede vibrar en seis modos diferentes:

- Traslación a lo largo del eje Z (Vibración vertical)
- Traslación a lo largo del eje X (Vibración horizontal lateral)
- Traslación a lo largo del eje Y (Vibración horizontal longitudinal)
- Rotación alrededor del eje X (cabeceo)
- Rotación alrededor del eje Y (cabeceo)

➤ Rotación alrededor del eje Z (torsión)

Cualquier movimiento del bloque puede resolverse dentro de estos seis desplazamientos independientes; por lo tanto, el bloque tiene seis grados de libertad (o modos de vibrar) y seis correspondientes frecuencias naturales. De los seis modos, la traslación a lo largo del eje Z y la rotación alrededor del eje Z pueden ocurrir independientemente de cualquier otro movimiento; sin embargo, la traslación a lo largo de los ejes X ó Y y las rotaciones que corresponden sobre los ejes X ó Y, respectivamente, siempre ocurren juntas y se llaman "modos acoplados". De esta forma, analizando la cimentación de bloque, se consideran cuatro tipos de movimiento, de los cuales dos (la traslación a lo largo del eje Z y la rotación alrededor del eje Z) son independientes, y los otros dos (traslación a lo largo del eje X y rotación alrededor del eje Y y viceversa) son acoplados y ocurren simultáneamente; (figura 2.6), (Prakash, Puri, 1976).

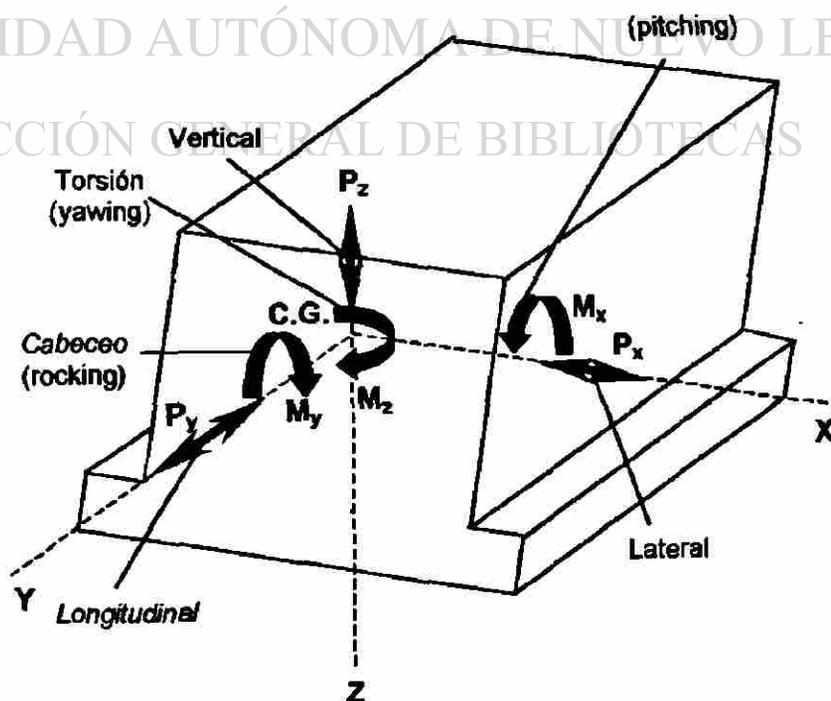


Fig. 2.6 Modos de vibrar de una cimentación en bloque

2.4.2 Sistemas de piso convencionales

Los sistemas de piso convencionales predominan en las fábricas (figura 2.7); debido a que están conformados por vigas perimetrales y tienen como apoyo columnas lo suficientemente rígidas para soportar un sistema de piso que puede ser de estructura de acero, losa maciza de concreto, madera, o cualquier combinación de estos materiales (figura 2.8). Además, el empleo de los bloques aislados implica que exista un espacio grande dentro del edificio para la construcción del mismo y, en la mayoría de los casos, lo que falta es espacio, siendo ésta la principal limitación de los bloques aislados.



Fig. 2.7 Fábricas innovadoras de nuestro país

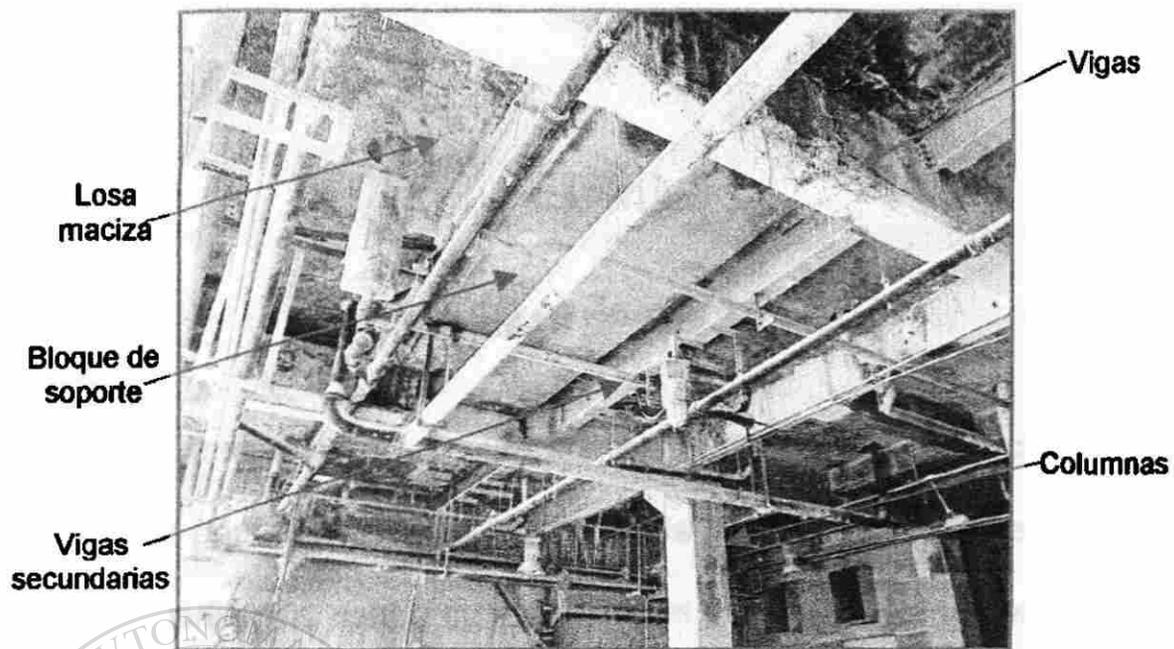


Fig. 2.8 Partes que componen un sistema de piso convencional

Sobre un sistema de piso, la falta de espacio es notoria, debido a que en ellos existen tuberías, accesorios, y demás, que conforman una fábrica. Por las mismas propiedades de la estructura, el amortiguamiento de ésta es menor que el suelo; debido a esta razón, el amortiguamiento de los sistemas de piso es menor, en comparación con el suelo y el control de vibraciones excesivas se complica. Para evitar vibraciones excesivas, una posible solución es el empleo de los aisladores de base. Los grados de libertad que se presentan en una estructura de soporte de maquinaria rotatoria son los mismos que en el bloque de cimentación; debido a que el sistema se "discretiza" en masas y los métodos de solución son totalmente dinámicos.

CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE AISLAMIENTO

Un punto fundamental de un análisis dinámico de una cimentación de maquinaria general, es el de determinar la influencia que ejerce la maquinaria sobre el medio que está a su alrededor, el cual se compone generalmente del bloque de cimentación o sistema de piso, maquinas adyacentes y personas. Es aquí donde interviene la elección de los denominados *sistemas de aislamiento*, la cual dependerá de las necesidades previstas en un análisis detallado y, en muchas ocasiones, de su existencia en el mercado, su economía y su eficiencia.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

3.1 Tipos de aislamiento

A continuación se describe la conveniencia de empleo de algunos materiales que, estando sujetos a una deformación elástica, pueden ser utilizados como aisladores de vibración, (Juárez, 1998).

a) *Corcho*. El corcho es un efectivo medio de aislamiento contra la vibración; es de baja densidad, de altas compresibilidad e impermeabilidad. Se usa generalmente en forma de placas hechas con partículas de corcho prensado sujetas a altas presiones y subsecuentemente cocidas a vapor. Las placas de corcho se colocan directamente bajo la base de la maquinaria o bajo la

cimentación de concreto. La rigidez del corcho es relativamente grande y el área del corcho requerida, en mucho de los casos, es pequeña.

Consecuentemente, el corcho se coloca espaciando las placas bajo la base.

El corcho tiene un relativamente pequeño valor de rigidez y está disponible solamente en forma de una placa capaz de soportar solamente cargas de

compresión. El corcho tiene una densidad que varía de 2 a 4 g/cm³. La

carga máxima recomendada es equivalente a la presión de 2 kg/cm² para

una densidad baja y de 4 kg/cm² para una alta densidad. Las frecuencias

naturales de varias densidades de corcho están en función de la intensidad

de la carga, éstas deberán ser proporcionadas por el fabricante, para los

diferentes espesores de corcho. El decremento logarítmico Δ del corcho en

compresión es aproximadamente igual a 0.4, y éste corresponde a una

relación de amortiguamiento (ξ) de 6 %. Las placas de corcho necesitan ser

confinadas por un marco de acero, para prevenir expansiones laterales. Las

propiedades resistentes del corcho se deterioran cuando están en contacto

con el agua o con el aceite; por tal motivo, se recomienda que las placas

sean tratadas con un preservador, antes de ser utilizadas, (figura 3.1).

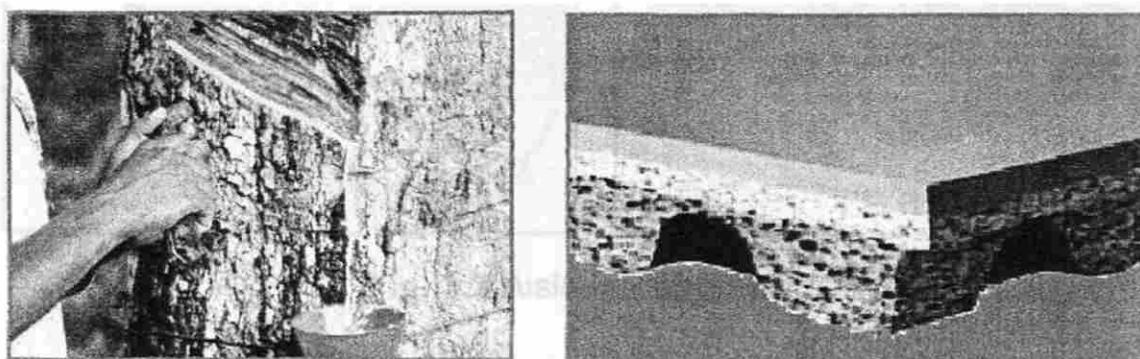


Fig. 3.1 Aislador de corcho

b) **Fieltro.** Es un tejido compuesto por un entrelazado de fibras, mediante algunos procesos mecánicos o de acción química. Pueden consistir de lana u otras fibras sintéticas. El fieltro se usa en forma de pequeños cojinetes, cortados con el área requerida y colocados bajo la maquinaria, está generalmente pegado a la base de la máquina y a su soporte. Las frecuencias naturales están en función de la intensidad de la carga, para varias densidades del fieltro y son usualmente proporcionadas por el fabricante. La curva fuerza-deflexión de un cojinete de fieltro en compresión es lineal, hasta una deflexión no mayor del 25 % de su espesor; pero, después de eso, la rigidez se incrementa rápidamente. El esfuerzo de compresión del fieltro es aproximadamente de 80 kg/cm² y su módulo elástico es alrededor de 8000 kg/cm². El fieltro pierde generalmente sus propiedades elásticas cuando se usa durante largos periodos de tiempo, en condiciones alternadas de humedad y secado, (figura 3.2).

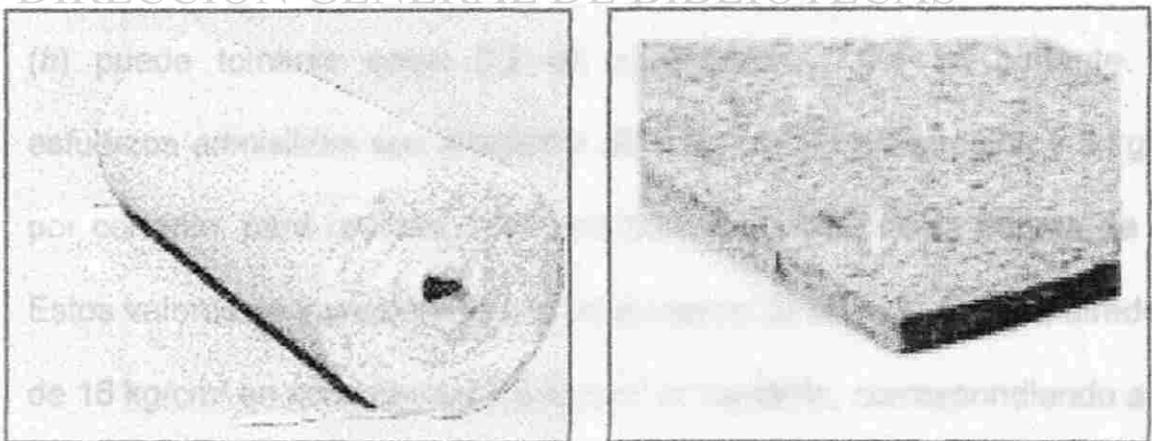


Fig. 3.2 Aisladores de fieltro

c) **Hule o Goma.** Los resortes de hule tienen la ventaja del endurecimiento por compresión, así como también por cortante. Las características del hule en compresión dependen de la relación del área que soporta la carga y el área expandida lateralmente. Esta relación se define como la "relación de área" (A_r). Para un bloque rectangular de dimensiones l, b, h se plantea la siguiente ecuación:

$$A_r = \frac{lb}{2h(l+b)} \quad (3-1)$$

Los cojinetes cuyas relaciones de áreas son iguales, se flambearán el mismo porcentaje de sus espesores, cuando soportan cargas y causan la misma intensidad de presión. El hule puede flambearse bajo una fuerza de compresión, solamente si se permite que se expanda lateralmente, a

diferencia del corcho, por lo tanto, el hule no requiere ser confinado en sus lados. La máxima deformación (δ) con relación a la altura del bloque de hule (h) puede tomarse como 0.2 en compresión y 0.4 en cortante. Los esfuerzos admisibles son alrededor de 8 kg/cm² en compresión y 3 kg/cm² por cortante, para un hule que tiene una inclinación de la dureza de 40°. Estos valores se incrementan con un aumento de la dureza, alrededor de 16 kg/cm² en compresión, y 5 kg/cm² en cortante, correspondiendo a una inclinación de la dureza de 70°. La tabla 3.1 contiene las propiedades del aislador de hule o goma, una propiedad conocida como "inclinación de dureza" especifica la calidad del hule y sus características de diseño. La

rigidez por corte (K_s) de un bloque de hule de un espesor h y un área de la sección transversal "A" se puede determinar del módulo de corte "G" usado en la siguiente ecuación:

$$K_s = \frac{GA}{h} \quad (3-2)$$

La anterior fórmula asume que la relación entre la altura y el ancho es suficientemente pequeña como para ignorar la deformación debida a la flexión.

Tabla 3.1
Propiedades naturales de los aisladores de hule o goma

Inclinación de dureza (S)°	Modulo de corte (G) kg/cm ²	Modulo de Young (E) kg/cm ²	Modulo de volumen (B) kg/cm ²	α
40.00	4.59	15.29	10,193.68	0.85
45.00	5.50	18.35	10,193.68	0.80
50.00	6.52	22.43	10,499.49	0.73
55.00	8.26	33.13	11,111.11	0.64
60.00	10.81	45.36	11,722.73	0.57
65.00	13.97	59.63	12,334.35	0.54
70.00	17.64	74.92	12,945.97	0.53

La rigidez de un cojinete de hule o goma es compresión (K_c) es dada por:

$$\frac{1}{K_c} = \frac{h}{A} \left[\frac{1}{E(1+2\alpha Ar^2)} + \frac{1}{B} \right] \quad (3-3)$$

Donde E, B y α están dados en la tabla 3.1 y los otros términos son definidos fácilmente, (figura 3.3).

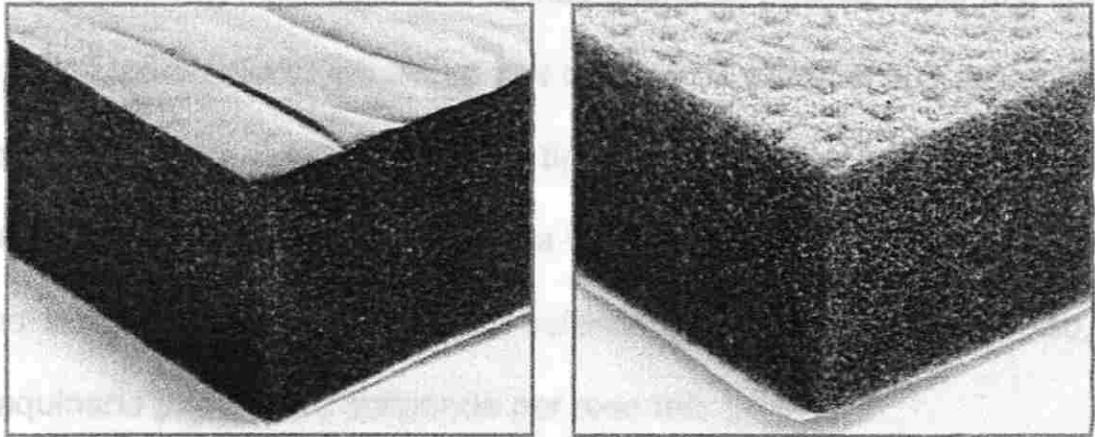


Fig. 3.3 Aislador de hule o goma

d) **Resortes metálicos.** Los resortes helicoidales hechos de acero son los más efectivos soportes elásticos para reducir las amplitudes de vibración en una cimentación de maquinaria. En la figura 3.4 se muestra un resorte metálico sencillo, este tipo de aislador es adecuado solamente para maquinaria con muy baja capacidad.

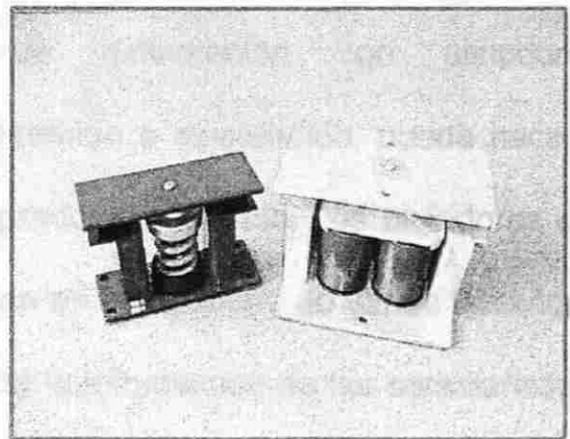
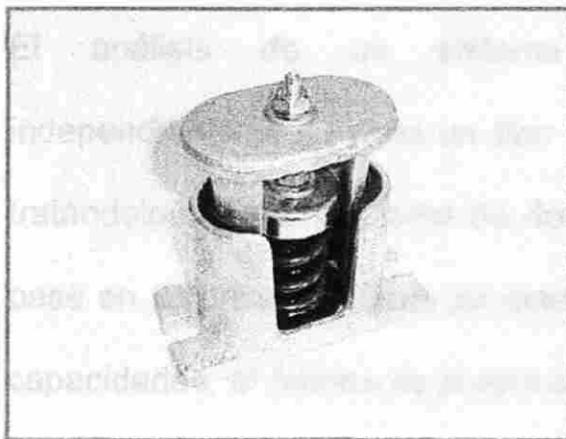


Fig. 3.4 Aisladores de resortes metálicos con un solo resorte

Para máquinas de media a alta capacidad, se usan unidades de aislamiento con varios resortes.

Para soportar la cimentación de la maquinaria es posible hacer dos tipos de arreglos, para colocar los aisladores de resorte. Están el tipo sostenido y el tipo suspendido. En el arreglo de tipo sostenido, los resortes se colocan directamente bajo la maquinaria o la cimentación; en el sistema aislador de tipo suspendido, los resortes se colocan justo en el nivel del piso, y la maquinaria principal se suspende por resortes.

La selección de cualquier arreglo depende del balance de la maquinaria y de la velocidad de operación. Para máquinas de alta velocidad, que están relativamente bien balanceadas, se utiliza un arreglo tipo sostenido, en los casos en que no es necesaria una cimentación pesada sobre resortes. Para maquinaria de baja frecuencia, donde llega a ser necesario una masa pesada sobre los resortes, se adopta generalmente un arreglo de los aisladores del tipo suspendido. El arreglo tipo suspendido permite un fácil acceso a las cajas que contienen los resortes.

El análisis de un sistema de cimentación con aisladores, independientemente si es un tipo sostenido o suspendido, puede hacerse tratándolo como un sistema de dos grados de libertad. Los aisladores con base en resortes metálicos se manejan en el comercio de varios tamaños y capacidades, el fabricante proporciona la información de las características de carga – deformación. Los resortes de acero se ven afectados por las condiciones ambientales y deben estar protegidos contra la corrosión.

e) **Madera.** Las placas de madera se usan comúnmente bajo los yunques de las cimentaciones para martillos, (figura 3.5). Se colocan una o varias capas de vigas de madera dura (como el roble, el pino o el encino). Las vigas de madera se colocan de tal manera que la dirección de la carga a compresión sea perpendicular a la fibra de la madera. La rigidez de una placa de madera a compresión se obtiene con la siguiente ecuación:

$$K_2 = \frac{E}{b} A_2 \quad (3-4)$$

K_2 = Rigidez del resorte de la placa de madera bajo el yunque.

E = Módulo de Young de la madera.

b = Espesor de la placa.

A_2 = Área de la base del yunque, en contacto con la placa.

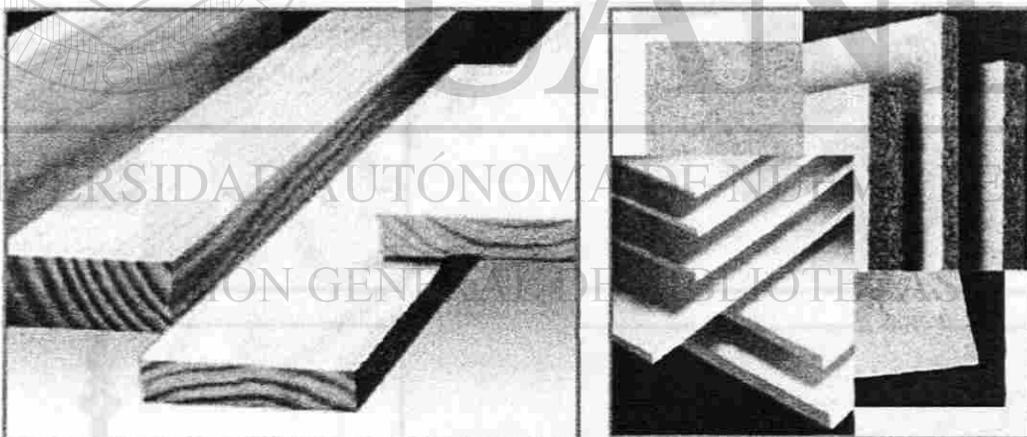


Fig. 3.5 Aislador de madera

f) **Aisladores neumáticos.** Un aislador neumático utiliza gas o aire a presión para absorber las vibraciones, (figura 3.6). La rigidez de este tipo de aisladores se calcula según las leyes aplicables a los gases. Los resortes neumáticos pueden ser de acción simple o de doble acción y generalmente proveen un

buen amortiguamiento. En el comercio se encuentran resortes neumáticos que tienen diferentes formas y capacidades, las características específicas de estos aisladores deben ser proporcionados por el fabricante y se deben investigar antes de planear el uso de este sistema. Cuando las cargas son altas y la frecuencia natural requerida del aislador debe ser baja, podría ser grande la deformación bajo la carga estática para los tipos usuales (resortes o cojinetes) de aisladores. Sin embargo, en los aisladores neumáticos, la deformación ocasionada por la carga estática puede controlarse manteniendo la rigidez necesaria ajustando la presión del aire o gas.

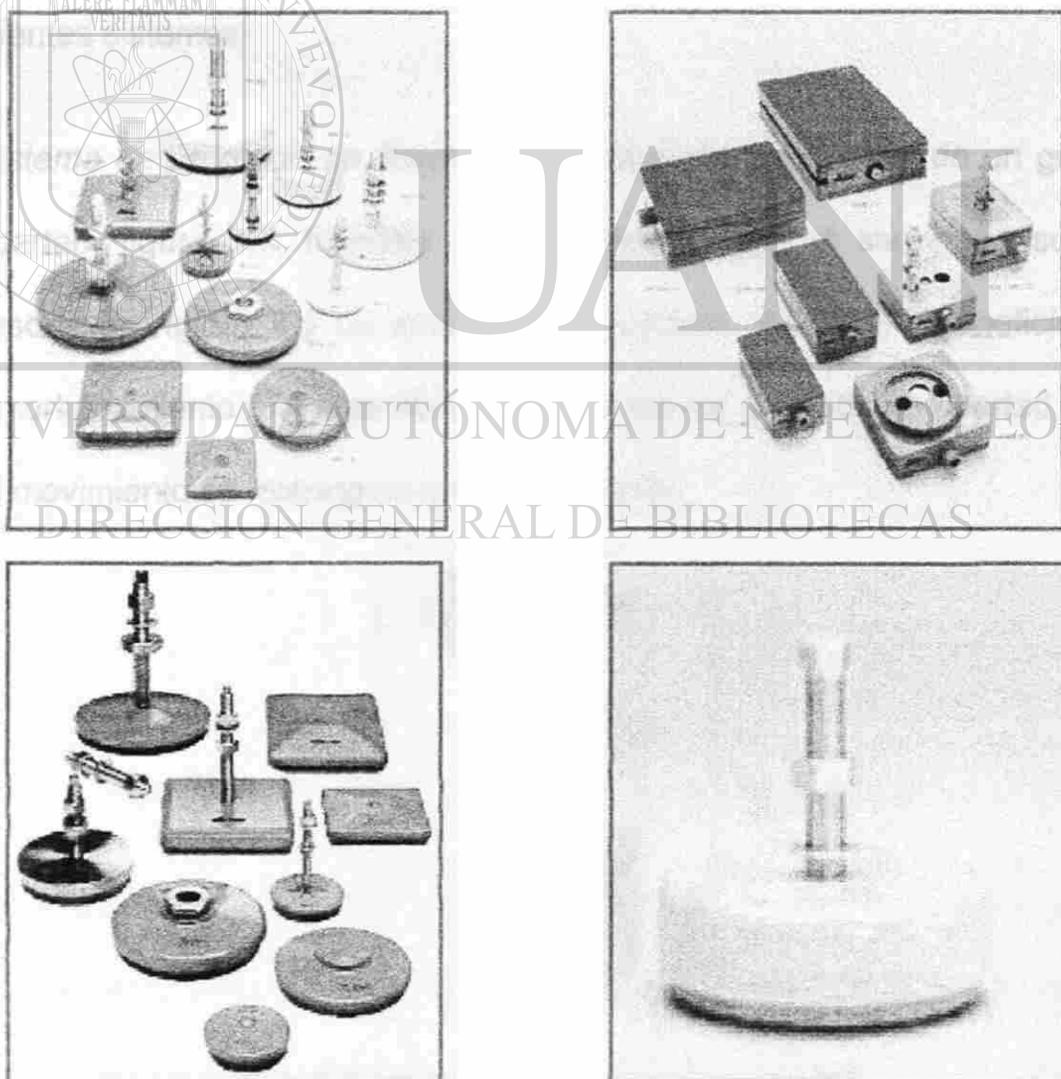


Fig. 3.6 Aisladores de neumáticos

3.2 Frecuencia natural

La frecuencia natural f_n , es una propiedad intrínseca de la estructura, debido a que depende de la rigidez (k) y la masa de la carga que está soportando (m), y puede determinarse con la siguiente ecuación:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3-5)$$

Con base en la discretización de las masas que conforman al sistema de estudio, las propiedades obtenidas se fundamentan prácticamente en los dos siguientes sistemas:

- a) *Sistema de un grado de libertad.* Considerando un sistema de un grado de libertad, figura 3.7, formado por una masa rígida m soportada sobre un resorte de rigidez k y un amortiguador viscoso, teniendo un coeficiente de amortiguamiento c . A este sistema se le dice de un grado de libertad cuando el movimiento es restringido en una dirección.

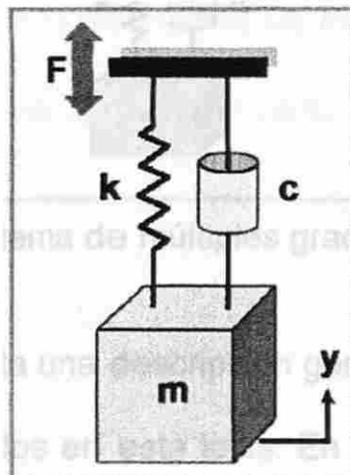


Fig. 3.7 Sistema de un grado de libertad

b) *Sistemas de múltiples grados de libertad.* En este tipo de sistema, el número de ecuaciones a resolver dependerá de la cantidad de n masas en que se haya discretizado el sistema, (figura 3.8); por esta razón, la solución dependerá de matrices, las cuales comprenden, al igual que en el punto anterior, de la matriz de masa y la matriz de rigideces. Aunque el análisis de vibraciones del sistema de múltiples grados de libertad es relativamente más complicado y frecuentemente requiere el empleo de computadoras digitales, la aproximación teórica para el análisis del sistema, para el caso sin amortiguamiento, es muy aproximado, (Srinivasulu, Vaidyanathan, 1977).

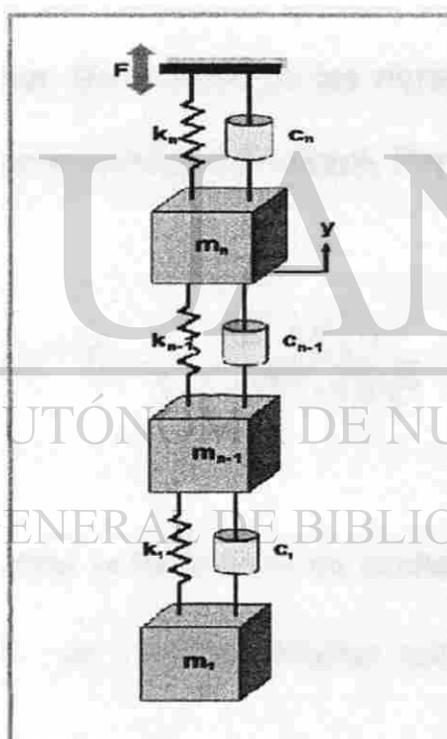


Fig. 3.8 Sistema de múltiples grados de libertad

En el apéndice A se presenta una descripción general de los fundamentos de la dinámica estructural utilizados en esta tesis. En el capítulo 4 se describen los tipos de modelos matemáticos se que utilizan con más frecuencia para el análisis teórico de los sistemas estructurales sometidos a cargas dinámicas.

3.3 Transmisibilidad

El término “transmisibilidad” (Tr) se define, en el caso de un aislamiento activo, como: “la relación entre la fuerza transmitida a la estructura de soporte y la fuerza de vibración desarrollada por la maquinaria”. En el caso de un aislamiento del tipo pasivo, el término se define como: “la relación de la amplitud del instrumento sensitivo, con la amplitud de la base”, (Steidel, 1981). La transmisibilidad es la medida común del desempeño de un aislador, que puede expresarse en unidades lineales o logarítmicas (Masterson, 2002), por ejemplo en decibeles (db). Sin excepción, a menor transmisibilidad se mejora el funcionamiento del aislador. De la teoría de las vibraciones se puede derivar la siguiente expresión de transmisibilidad (Prakash, Puri, 1976):

$$Tr = \sqrt{\frac{1 + 4\beta^2\xi^2}{(1 - \beta^2)^2 + 4\beta^2\xi^2}} \quad (3-6)$$

Donde β es la relación entre la frecuencia de excitación (ω_b) y la del aislador (ω_a), y ξ es la fracción de amortiguamiento crítico que tiene el sistema amortiguado.

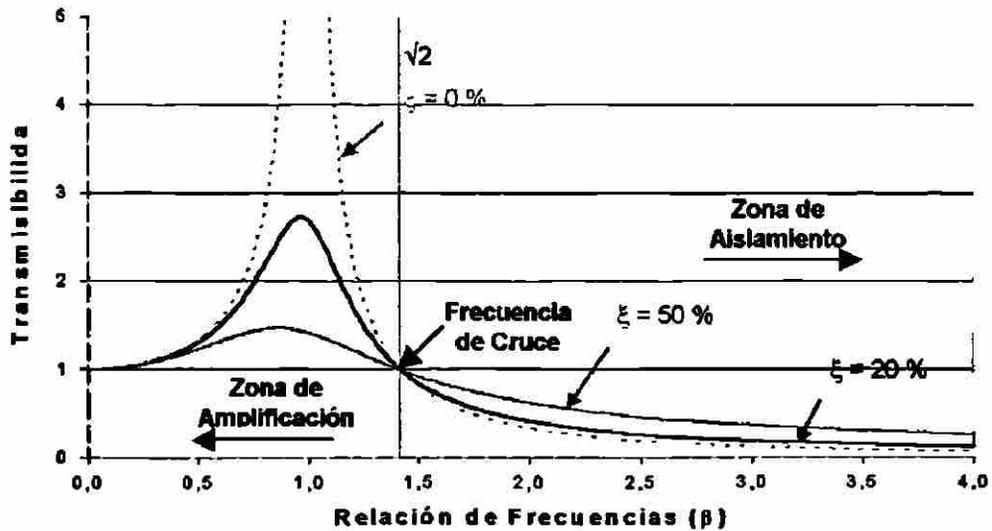
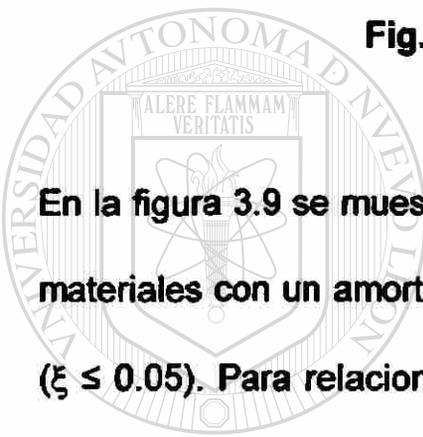


Fig. 3.9 Gráfica de la transmisibilidad



En la figura 3.9 se muestran las curvas típicas de transmisibilidad, asociadas a materiales con un amortiguamiento alto ($\xi \geq 0.5$) y con amortiguamientos bajos ($\xi \leq 0.05$). Para relaciones de frecuencias muy bajas ($\beta \ll 1$), la vibración de entrada es igual que la de salida (la transmisibilidad es igual a 1), y el desplazamiento de entrada es igual que el de salida. Si la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural ($\beta = 1$), el sistema opera en resonancia. En caso que el amortiguamiento sea ignorado en la ecuación de transmisibilidad, un sistema que está operando en resonancia tendrá una transmisibilidad infinita. Cuando se incrementa el amortiguamiento, decrece la transmisibilidad y el nivel de vibración.

Cuando la relación de frecuencias es igual a la raíz cuadrada de dos ($\beta = \sqrt{2}$), la transmisibilidad de nuevo tiene un valor de 1. A la frecuencia de excitación

que conduce a tal condición se le conoce como frecuencia de cruce y a la zona que contiene frecuencias menores que ésta se le denomina “zona ó región de amplificación”. La región definida a la derecha de la frecuencia de cruce se le conoce como “zona ó región de aislamiento”, y es en esta zona donde la transmisibilidad es menor que la unidad. No cualquier aislador resulta adecuado para cualquier tipo de sistema, por lo que es necesario elegir el dispositivo aislante de forma tal que se logre abatir la respuesta, lo que se ve reflejado en una menor transmisibilidad, (González, Grajales, Martínez, 2002).

La transmisibilidad, expresada de otra manera, es la fracción de fuerza perturbadora transmitida a la estructura de soporte.

En la figura 3.10 se muestra el funcionamiento correcto de un aislador; es decir, la señal que se transmite (*bajo el aislador*), en comparación con la señal de entrada (*sobre el aislador*), debe ser menor que 1; y en cuanto menor sea el valor de transmisibilidad, mejor será el desempeño del aislador.

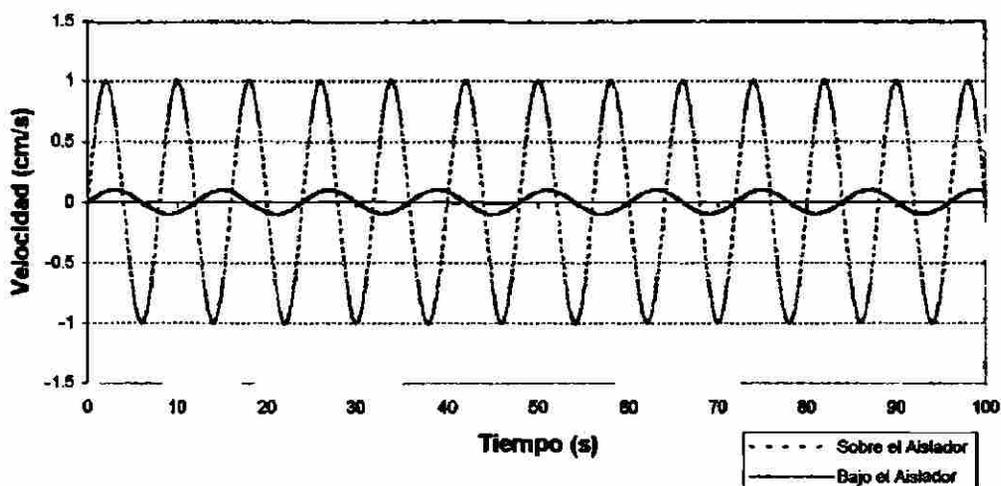


Fig. 3.10 Gráfica del efecto que produce el aislamiento

3.4 Dimensionamiento del aislador

En este trabajo se muestra un particular método para el diseño de un aislador; se emplea como ejemplo el material elastómero. Existen diversos materiales con propiedades de elastómeros; este tipo de material es recomendable para utilizarlo como aislador. Los pasos para utilizar éste y otros materiales como aisladores son los siguientes:

a) *Carga óptima.*- El desempeño del aislador depende de la carga que éste soporte, debido a que la masa altera el valor de la frecuencia natural. Si la masa de la carga es pequeña, comparada con la rigidez del aislador seleccionado, la frecuencia natural del sistema aumenta, esto reduce la eficiencia del aislador. Debido a las propiedades de los elastoplásticos, su rigidez varía según el grado de deformación que tengan, fenómeno que también modifica la frecuencia natural del sistema. Generalmente, el intervalo entre 5 y 15 % de compresión estática es el adecuado para un aislamiento eficiente.

b) *Factor de forma.*- Los elastómeros actúan como sólidos incompresibles, por ello deben tener espacio para deformarse, esto debe tomarse en cuenta para lograr que el aislador trabaje en el nivel de rigidez esperado. Se define así el factor de forma (S) como el área bajo la carga (Abc), entre el área libre para abultarse (A_{la}), $S = Abc/A_{la}$, (figura 3.11). El factor de forma es directamente proporcional a la rigidez.

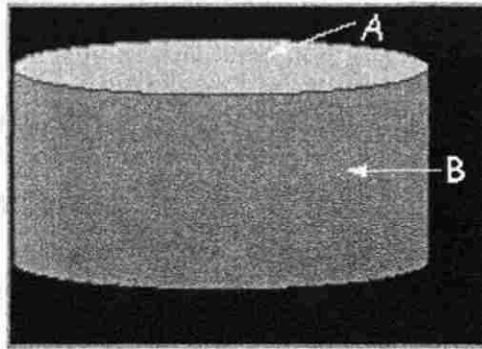


Fig. 3.11 Relación de superficies en una configuración geométrica

c) **Módulo dinámico del elastómero.**- Debido al cambio de esfuerzos al que está sometido un aislador, éste se calienta y se fatiga, y por ello se modifica su módulo de elasticidad. Es necesario tomar en cuenta un módulo dinámico, para poder estimar la rigidez y, posteriormente, la frecuencia. Existen fórmulas para corregir el módulo dinámico, en función del factor de forma, tomando en cuenta la geometría del aislador, (Masterson, 2002).

- i. El módulo dinámico del material puede determinarse usando un *nomograma de frecuencia reducida*. El módulo dinámico de un material con amortiguamiento alto se verá afectado por la temperatura y la frecuencia. Un nomograma puede dar información acerca del módulo dinámico y el factor de pérdida, según los niveles de temperatura y frecuencias. (Puede ser útil convertir dinas/cm² a psi, al multiplicar por 1.45×10^{-5} ; o para convertir a N/m² multiplicar por 0.10).
- ii. Calcular el efecto del factor de forma, usando las siguientes ecuaciones:

Forma de disco

Forma de bloque

$$E_{\text{corregido}} = E(1 + 2S^2)$$

$$E_{\text{corregido}} = 4/3E(1 + S^2)$$

d) **Rigidez.**- Como consecuencia de utilizar un módulo dinámico, la rigidez del aislador debe también corregirse, de tal forma que se considere una rigidez equivalente, según trabajen los dispositivos aisladores (en serie o paralelo).

i. Calcular la rigidez usando las siguientes fórmulas. Disco, Anillo y Bloque, (figura 3.12) .

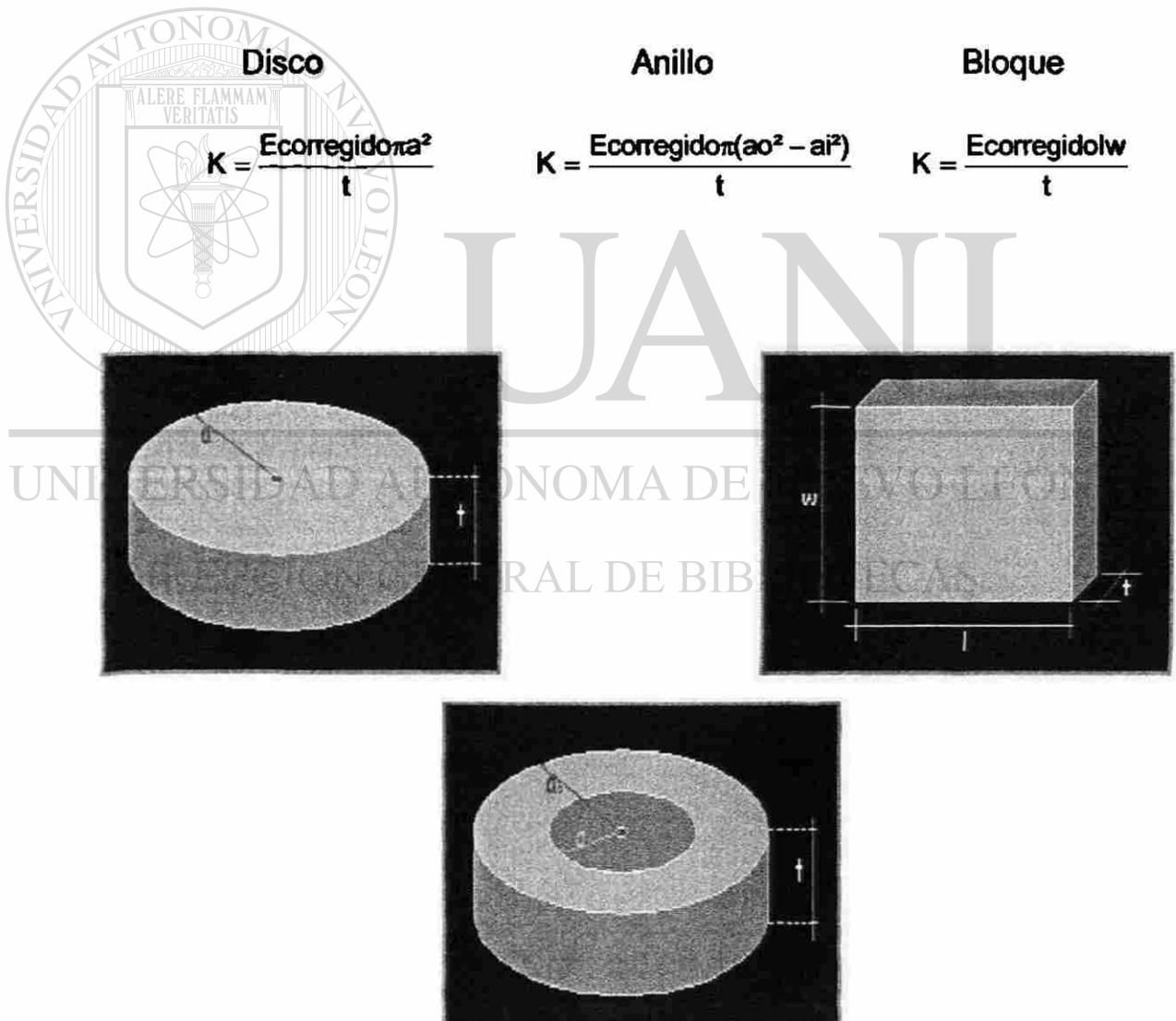


Fig. 3.12 Diversas configuraciones geométricas de elastómeros

ii. Combinar formas para determinar la rigidez de las partes complejas.

Muchas partes pueden ser consideradas en una combinación de dos bloques, un bloque y un disco, o cualquier otra combinación geométrica.

Determinar la rigidez de cada sección como fuera de línea en 4a.

Entonces determinar si las partes son en serie o paralelo.

Las formas en serie: $\frac{1}{K_{\text{todo}}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \dots + \frac{1}{K_n}$;

Las formas en paralelo: $K_{\text{todo}} = K_1 + K_2 + K_3 + \dots + K_n$.

e) **Frecuencia natural del aislador.**- Hay que recordar que la eficiencia del sistema aislado ocurre después de $\sqrt{2} f_n$ del sistema. La mayoría de los sistemas aislador-soporte tienen una cierta frecuencia de resonancia, la cual debe evitarse separando las frecuencias naturales de cada uno de estos componentes; una buena recomendación es que la frecuencia natural del sistema de soporte sea mayor que tres veces la frecuencia del aislador.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 4

MODELAJE MATEMÁTICO

A través de la historia, el ser humano siempre ha tratado de solucionar los problemas que existen en el medio que lo rodea y ha aprendido que para modelar un sistema físico, siempre hay que buscar una idealización del sistema, en la que se logre considerar las variables básicas y, de esta forma, interpretar de una manera aproximada las respuestas generadas en el análisis.

4.1 Sistemas continuos y discretos

Antes de aportar la distinción entre sistemas continuos y discretos, es importante poner en claro lo que se denomina "grado de libertad" (gdl) o coordenadas generalizadas de un sistema mecánico. Se define de esta forma a los parámetros independientes, que definen la posición y la configuración deformada de dicho sistema.

En algunos sistemas (figura 4.1), los grados de libertad vienen determinados por la propia configuración del sistema. Si el sistema tiene masas concentradas, las posiciones de cada una de las masas constituyen los grados de libertad del problema. En sistemas o estructuras formados por barras esbeltas de nudos articulados o nudos rígidos, es habitual tomar los desplazamientos (y los giros,

en el caso de nudos rígidos) de los nudos como grados de libertad del problema.

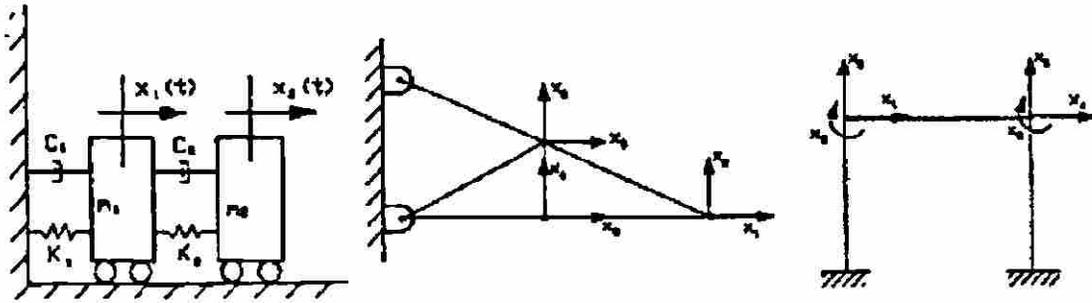


Fig. 4.1 Sistema discreto

En un medio continuo (figura 4.2), es imposible especificar su posición o su configuración deformada con un número finito de grados de libertad. En este caso, son posibles infinitos modos independientes de deformarse y para que una configuración deformada quede definida hay que especificar la posición de cada punto, lo que exigiría determinar infinitos parámetros independientes.

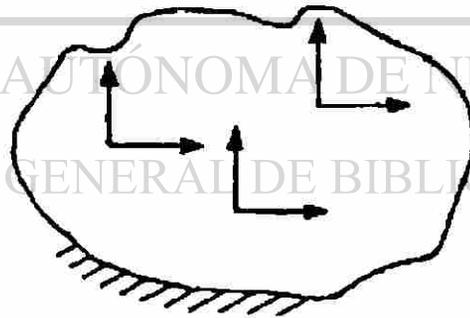


Fig. 4.2 Sistema continuo

- a) *Un Sistema discreto* es aquél cuya posición deformada puede determinarse mediante un número finito de grados de libertad.
- b) *Un Sistema continuo* requiere determinar su posición deformada a través de un número infinito de grados de libertad.

4.2 Tipos de modelos

La parte trascendental del análisis de un sistema dinámico implica, en general, determinar de una manera aproximada el comportamiento del sistema en condiciones reales de trabajo. El análisis y el control de las vibraciones que se generen pueden ser determinados por cualquiera de los siguientes procedimientos:

- a) *Ensayando con un prototipo* representativo de la estructura a estudiar.
- b) Usando un *modelo matemático* que debe simular iguales condiciones a las cuales será expuesto el sistema.

De estas dos opciones, la construcción de un modelo matemático es la más económica y viable para realizar cambios en las etapas iniciales del diseño.

En la práctica, en la mayor parte de las ocasiones hay que conformarse con una solución aproximada, que se obtiene resolviendo un modelo matemático discretizado del sistema real (figura 4.3), con un número finito de grados de libertad. Esto significa discretizar un problema continuo y establecer un modelo matemático en el que el número de grados de libertad sea finito y, por tanto, resoluble con la ayuda de un computador.

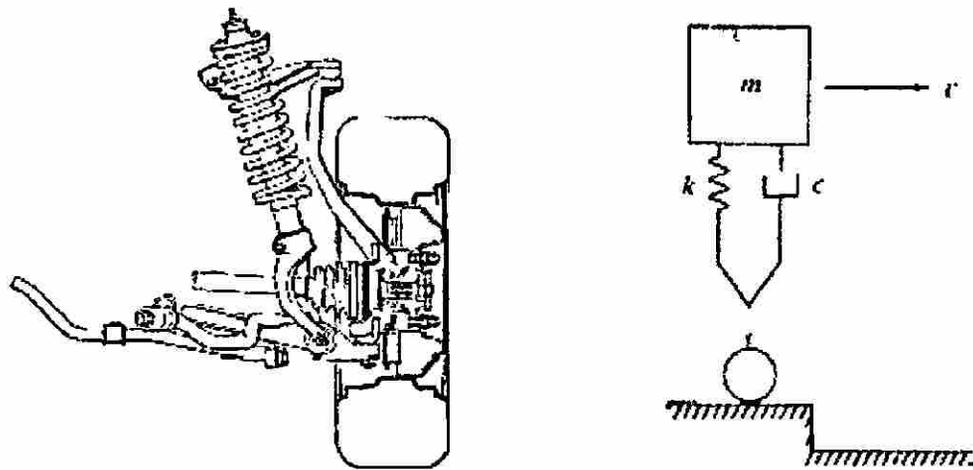


Fig. 4.3 Simulación con un modelo físico

A su vez, los modelos matemáticos se clasifican en:

- *Modelo de parámetros concentrados.*
- *Modelo de parámetros continuos.*

Los sistemas físicos reales son siempre de parámetros continuos. No se concibe un elemento o parte del elemento de una máquina sin masa, o que se deforme sin la aplicación de ninguna fuerza. Sin embargo, en muchas

ocasiones, pueden obtenerse modelos matemáticos de una aproximación razonable y mucho más fáciles de analizar, concentrando en determinados elementos o puntos las distintas características del sistema.

Es por esta razón que el modelo de parámetros concentrados es el que predomina; pero, de acuerdo con la aproximación que se desee alcanzar y dependiendo del número de grados de libertad elegidos, se pueden clasificar los sistemas discretos en:

- Parámetros concentrados.
- Parámetros distribuidos.

4.3 Modelo de un sistema discreto de parámetros concentrados

Cuando se desea analizar un sistema real, lo primero que debe hacerse es determinar un modelo matemático de dicho sistema, en el que queden recogidas las características o propiedades físicas del modelo real. Estas propiedades reciben el nombre de parámetros.

Los parámetros de un sistema mecánico son: la rigidez (k), la masa (m) y el amortiguamiento (c); relacionados con los tres tipos de fuerzas más característicos de los problemas de vibraciones: las fuerzas elásticas, las fuerzas de inercia y las fuerzas de disipación de energía, respectivamente.

La rigidez, la masa y el amortiguamiento deben ser datos en un problema de análisis teórico de vibraciones. Ordinariamente, se supondrá que no varían ni con el tiempo ni con la deformación del sistema. En un problema experimental, la medición de estos parámetros puede ser precisamente el objetivo del estudio.

La elección del número de grados de libertad del modelo matemático depende de los siguientes aspectos:

- El número de incógnitas características del estudio.
- La configuración geométrica del sistema.
- La aproximación adoptada.

En el apéndice A se presenta una descripción general de los fundamentos de la dinámica estructural utilizados en esta tesis. En el capítulo 4 se describen los tipos de modelos matemáticos que se utilizan con más frecuencia para el análisis teórico de los sistemas estructurales sometidos a cargas dinámicas.

Los sistemas de un grado de libertad presentan las siguientes ventajas:

a) **Sencillez.** Es la principal ventaja que presenta, debido a que puntualiza los datos o parámetros (constantes y variables) que conforman al sistema de estudio permitiendo facilidad en el análisis.

b) **Generalidad.** Debido a que el empleo de este tipo de modelo se obtiene un estimado aproximado del comportamiento del sistema de estudio; es, de esta manera, un adecuado análisis preliminar.

Existen también y presentan un considerable interés práctico, modelos discretos que tienen sus parámetros distribuidos, es decir, son modelos en los que cada uno de los elementos tiene masa, se deforma y disipa energía. Los sistemas discretos de parámetros distribuidos permiten analizar modelos matemáticos (figura 4.4) mucho más aproximados al sistema físico real que los de parámetros concentrados. El Método de los elementos finitos (M.E.F.), una potente herramienta existente para el análisis de éstos y otros muchos problemas, no es en el fondo más que un método de discretización que permite reducir un sistema continuo a un modelo discreto de parámetros distribuidos.

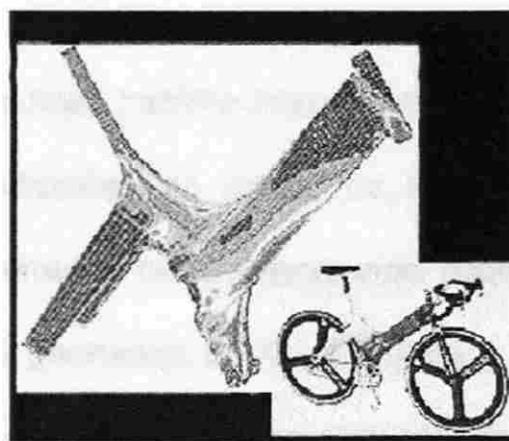


Fig. 4.4 Modelaje de un sistema discreto de parámetros distribuidos

4.4 Modelo de un sistema discreto de parámetros distribuidos

En los últimos años el “boom” de la computadora y los programas de análisis especializados han permitido desarrollar diversas tareas que antaño eran imposibles, debido a que eran tareas muy extensas, laboriosas y repetitivas. El uso de los programas computacionales desarrollados para el análisis estructural ha podido fomentar el uso del *método de elementos finitos*, que ha predominado para desempeñar un análisis estático, dinámico por medio de computadoras o determinar el comportamiento térmico del sistema físico, las estructuras y los componentes. El análisis de elemento finito se define como: “un grupo de métodos numéricos para aproximación de ecuaciones en cualquier sistema continuo”, (Baran, 1987).

En general, el objetivo del análisis de elemento finito es aproximarse, con suficiente grado de exactitud, a los valores de las incógnitas de las ecuaciones diferenciales, seleccionando puntos en el dominio del sistema físico continuo. Un modelo matemático de un sistema físico se elabora al dividir en nodos y elementos finitos el sistema y se aplican las ecuaciones diferenciales para resolver cada nodo.

El método del elemento finito habilita matemáticamente la simulación física de estructuras y sus condiciones de carga. La aproximación del análisis, sin embargo, depende totalmente de la información capturada por el analista. El analista debe definir la geometría de la estructura y seleccionar los tipos de elementos que más se asemejen al comportamiento de la estructura actual. Los materiales de la estructura, las condiciones de frontera y las cargas deben

modelarse de tal manera que se asegure que el modelo matemático resultante sea representativo del sistema físico real. En resumen, el usuario debe entender la física del problema y suministrar al programa del elemento finito los datos con aproximación física.

Los tipos de elementos estructurales que convencionalmente se utilizan para la discretización del sistema real son:

a) *Los elementos del tipo "barra"*. Los elementos "barra" pueden usarse para resolver una amplia variedad de problemas de ingeniería. Obviamente, los marcos y las armaduras se modelan usando elementos del tipo barra. En general; los elementos cuya longitud es mucho más grande que su sección transversal o peralte se conocen como elementos del tipo barra.

Los elementos del tipo barra son generalmente uniaxiales; ya que pueden contener cargas de compresión, tensión, torsión cortante y flexión. Excepto para barras cortas, los efectos de cortante son usualmente considerados como despreciables y frecuentemente sólo se calculan cuando son especificados por el usuario. Los elementos tipo barra pueden aplicarse en dos o tres dimensiones, dependiendo del problema.

b) *Los elementos "Placa" y "Cascarón"*. Los términos "placa" y "cascarón" se usan de forma diferente por varios autores de textos y también por los desarrolladores de programas de elemento finito. Los cascarones son superficies curvas, que frecuentemente se modelan por un ensamble conjunto de elementos del tipo de placa recta. Sin embargo, hay también curvas de elementos de tipo cascarón, que son matemáticamente más complejas que los elementos del tipo "placa recta".

Los elementos del tipo placa son generalmente de forma triangular o cuadrada. En general, los cálculos del elemento de tipo placa cuadrada son más aproximados que los de elementos de tipo triangular; por lo que es preferible siempre usar elementos cuadrados, en cuanto sea posible. Los elementos triangulares se usan principalmente en las fronteras del modelo o en regiones de transición geométrica, donde los cuadrados puedan no ajustarse.

- c) *Elementos Asimétricos y Sólidos.* Los elementos sólidos se usan para modelar estructuras y componentes en los cuales el espesor es sustancial cuando se compara con las otras dimensiones. Para usar un número de elementos sólido, a través del espesor de la sección, la distribución de esfuerzos puede obtenerse de una forma muy aproximada.

Condiciones de Frontera. Con afán de prevenir el modelo de elemento finito del movimiento libre a través del espacio (movimiento de cuerpo rígido), todos los posibles grados de libertad deben restringirse, de alguna manera, en el modelo. Esto se hace por las condiciones de frontera impuestas en la forma de obtener los desplazamientos, en los nodos apropiados, sobre el modelo. Obtener el escenario de los desplazamientos debe corresponder al comportamiento actual de la estructura física, con el propósito de asegurar resultados aproximados.

Los tipos básicos de soporte son: el simple, el empotrado, el tipo rodillo y el tipo resorte.

Consideraciones Generales de Modelaje. La primera regla, para elaborar el modelaje del elemento finito, es iniciar proponiendo un modelo simple. La gran mayoría de los problemas de elementos finitos pueden fácilmente modelarse con simples barras, placas y elementos sólidos. También la gran mayoría de los problemas puede resolverse con modelos de dos dimensiones. Cuando sea posible, las suposiciones simplifican el tamaño y la complejidad del modelo, por lo que la simetría debe emplearse donde, apropiadamente, simplifique el problema.

Es importante tener en cuenta que el análisis del elemento finito es un método de aproximación. Excepto para la mayoría de los problemas de vigas simple y membrana, que pueden compararse con las soluciones teóricas, el análisis del elemento finito no produce resultados exactos.

En el análisis del elemento finito existen dos conflictos, pero metas deseables: la *aproximación ingenieril* y la *rapidez de cálculo*. En general, la aproximación de un modelo de elemento finito se improvisa para incrementar el número de nodos, mientras que la rapidez de la solución decrece con más nodos.

No es deseable utilizar un modelo excesivamente complejo del elemento finito. No hay muchos puntos para afinar un modelo y alcanzar una pequeña aproximación, si la entrada de cargas o condiciones de frontera no son aproximadas, (Baran,1987). La aproximación de modelaje del elemento finito se va adquiriendo con la práctica y el buen juicio del ingeniero.

CAPÍTULO 5

EL CONTROL DE LAS VIBRACIONES

Una maquinaria rotatoria, en condiciones normales de funcionamiento, genera movimientos que pueden ser perjudiciales para la estructura y la misma maquinaria o, simplemente molestos para los operarios. Debido a lo anterior, los fabricantes de las maquinarias han creado criterios de aceptación de vibraciones para de esta manera poder controlar las mismas, reduciéndolas a límites aceptables de vibración.

El análisis de las vibraciones también puede utilizarse para determinar qué acciones de mantenimiento son necesarias para las maquinarias rotatorias, así como la frecuencia de estas acciones.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5.1 Medición de la vibración

Introducción. El empleo del análisis de las vibraciones mecánicas como método de mantenimiento predictivo, en maquinarias rotatorias, es una técnica que ha venido siendo empleada con éxito desde hace muchos años en la industria. Al principio, sólo se utilizó de forma limitada, debido a los requisitos de procesamiento de señal necesarios para realizar un análisis completo. Sin embargo, fue a partir de la década de los años 80 cuando, gracias a los avances

realizados en la industria de la informática; comenzó su aplicación generalizada en gran parte de las instalaciones industriales.

Desde entonces, ha habido grandes avances en las prestaciones de los equipos de mantenimiento predictivo, tanto en sus capacidades de análisis, como en su facilidad de uso. Sin embargo, el método de trabajo ha continuado siendo muy similar. Las máquinas incluidas en un plan de mantenimiento predictivo se miden periódicamente, siendo sólo las máquinas especialmente críticas las que se monitorean continuamente. La revolución que se está produciendo en estos últimos años, con las tecnologías de la información, ha afectado también al mantenimiento predictivo y se han desarrollado nuevas tendencias en la toma y análisis de los datos de vibración, (Hurtado, Charray, 1999).

En resumen, el análisis por vibración es el mejor parámetro operativo para medir las condiciones dinámicas de la maquinaria, ya que es un método no destructivo para ejercer la operación deseada.

Síntomas típicos de un mal funcionamiento. Dentro de las anomalías que se pueden identificar mediante la técnica del análisis de vibraciones, se ha demostrado que la mayoría de los problemas prácticos de maquinaria pueden clasificarse, frecuentemente, como desbalanceo o desalineamiento. Éstos pueden controlarse empleando dispositivos aislantes, sellos de eje o mediante el uso de engranes. Además, estos problemas no ocurren únicamente en la instalación inicial de la maquinaria, sino que se pueden presentar en un periodo posterior.

Los beneficios que presenta el análisis de vibraciones permite el máximo intervalo entre las reparaciones a ser realizadas, a través del monitoreo de las condiciones actuales de la maquinaria rotatoria. Medir vibraciones es mucho más que pulsar botones en un instrumento o colocar un sensor en algún lugar de la maquinaria objeto de estudio. Para medir vibraciones es necesario saber qué medir, dónde medir y cómo medir. El análisis y la interpretación de las vibraciones de una máquina no responde a recetas preconcebidas, sino que se requiere un alto nivel de preparación teórico-práctica para poder entender el lenguaje en el que nuestras máquinas se comunican con nosotros.

Un criterio a seguir para el control de vibraciones es recopilar toda la información de los siguientes aspectos:

- El tipo de problema.
- La historia de la maquinaria y cuáles son las observaciones del operador.
- Fecha de inició el problema, si el problema se presentó repentinamente o gradualmente y si la maquinaria ha trabajado apropiadamente.
- Los cambios que se han hecho recientemente.

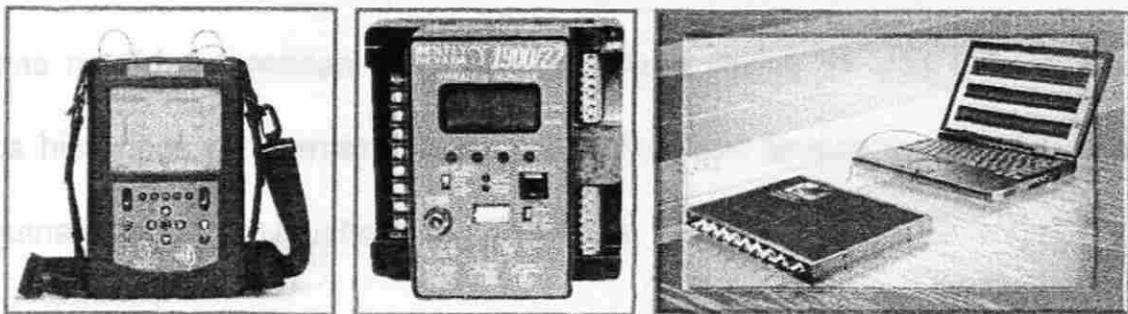


Fig. 5.1 Instrumentos portátiles de análisis y colección de datos

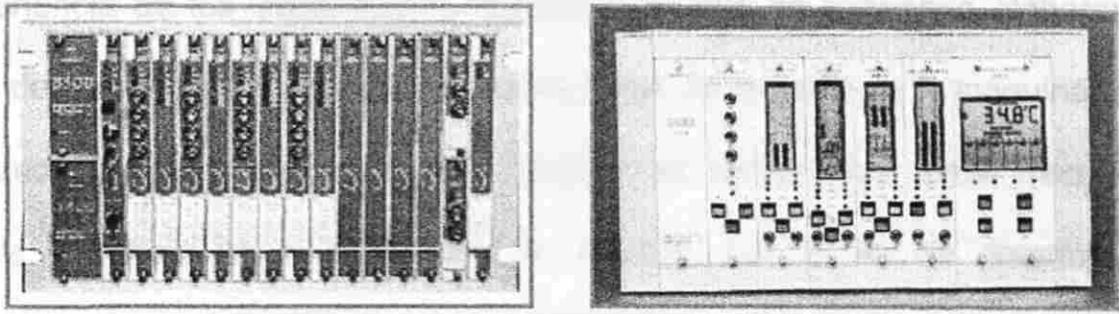


Fig. 5.2 Carátulas de los dispositivos de control

Sistemas de medida portátiles. A pesar de todos los avances que se produzcan en el campo del monitoreo continuo de una maquinaria, es previsible que gran parte de las plantas sigan empleando equipos portátiles de análisis de vibraciones (figuras 5.1 y 5.2). Sin embargo, estos equipos también van a cambiar de forma importante en los próximos años. Los analizadores de datos están dejando de basarse en computadoras de poca potencia, y empiezan a emplear procesadores y soluciones de última generación. Esto se traduce en una serie de ventajas muy importantes para el usuario. En primer lugar, se producirá una rebaja en el precio del equipo, al poder usarse ordenadores comerciales con pequeñas modificaciones. Además, la memoria disponible en el equipo aumenta de forma espectacular, pudiéndose emplear discos duros para guardar la información. Estos discos duros no almacenan solamente las últimas medidas tomadas, sino que se puede incluir en ello toda la base de datos históricos de mantenimiento predictivo, con lo que los análisis a pie de máquina pueden ser mucho más completos.

Elección de los puntos de medición. No existe un criterio bien definido para la elección de los puntos de medición en una maquinaria rotatoria, pero la

1

experiencia de los especialistas recomiendan que es necesario elaborar dos ejes de coordenadas; el principal, sobre el eje de rotación de la maquinaria y el segundo, perpendicular al mismo. También es conveniente tomar mediciones sobre y debajo de la estructura de soporte, con el fin de determinar la transmisibilidad existente del sistema maquinaria-soporte.

Si existen vigas perimetrales, se sugiere tomar mediciones sobre éstas respectivamente y los puntos inmediatamente inferior sobre la losa existente, con ello se garantiza una fidedigna obtención de la frecuencia natural del sistema.

Por último, si hay un lugar de la maquinaria a la cual es difícil de acceder, sería conveniente colocar un sensor de manera permanente, para tener registros en tiempo real y de esta forma evitar parar la maquinaria y perder tiempo y dinero. Los puntos mencionados anteriormente son la justificación más relevante para la elaboración de un análisis de vibración, en un sistema de piso; pues el costo por efectuarlo es menor que el costo de reparar una estructura elaborada con un mal diseño dinámico. Además, que el costo del mantenimiento predictivo representa aproximadamente la mitad, en comparación con el costo del mantenimiento correctivo, (Sarmiento, Urbina, Castro, 2000).

5.2 Interpretación de los registros

Una vez que se han obtenido los datos de los sensores de vibración, el paso a seguir es la correcta interpretación de los mismos. Una mala interpretación de los datos es suficiente para que la maquinaria o el propio edificio no garantice una vida útil satisfactoria.

Todas las maquinarias tienen un nivel de vibración que puede ser considerado normal o inherente a su funcionamiento. Cuando este nivel aumenta y empieza a ser excesivo, es normalmente un síntoma de la presencia de una falla. Debido a la presencia de defectos localizados, se producen cambios abruptos en los esfuerzos de contacto en las interfaces, lo cual resulta en la generación de pulsos de muy corta duración, que pueden excitar las frecuencias naturales de las pistas y soporte del rodamiento.

La presencia de componentes de alta frecuencia, es el síntoma que permite detectar una incipientemente falla. Cuando la falla progresa, la excitación de tipo impulsiva aumenta por un tiempo, hasta cuando los filos, esquinas o rebordes de los defectos se alisan; como consecuencia del desgaste y los niveles de impacto disminuyen, e incluso pueden llegar a desaparecer.

Para realizar el análisis y diagnóstico de las fallas, utilizando la medición de la vibración, se han desarrollado diferentes técnicas e instrumentos, dependiendo del nivel de frecuencias dentro del cual se desea hacer el análisis. Unas están enfocadas a la *zona de las altas frecuencias* y otras a la *zona de frecuencias bajas e intermedias*.

Entre las técnicas que analizan la zona de alta frecuencia para la detección incipiente de fallas, están las que se basan en la excitación de la frecuencia natural del sensor utilizado; es decir, sobre una banda de frecuencia prefijada y normalmente entregan un valor global que se relaciona con la severidad del defecto. Dentro de estas técnicas, están los pulsos de choque (*SPM*), la detección de emisiones acústicas (*AE*), energía espectral emitida (*SEE*), técnica de detección de alta frecuencia (*HFD*) y el ultrasonido.

Otras técnicas que analizan vibraciones en frecuencias no tan altas (1–5 khz) y que están relacionadas con la excitación de las frecuencias naturales del soporte y las pistas del rodamiento, son las técnicas de *Demodulación* o *envolvente*, la técnica del *Peakvue* y el análisis con *Zoom real* sobre las zonas resonantes.

Estas técnicas son consideradas como las herramientas más efectivas para diagnosticar tempranamente la presencia de defectos en los rodamientos; pues buscan principalmente detectar zonas resonantes excitadas o moduladas por fuerzas de impacto periódicas, cuya frecuencia de repetición es un indicador del lugar donde se encuentra el defecto y la amplitud de la señal de los impactos puede utilizarse en algunos casos como un indicador de la severidad y progresión de la falla.

Estas técnicas deben superar dos dificultades principalmente: la primera, es que las señales impulsivas de alta frecuencia son de una amplitud generalmente baja, comparadas con la mayoría de componentes de baja

frecuencia, que componen la vibración global. Y la segunda es que una banda amplia de frecuencia que abarque las frecuencias naturales del rodamiento puede enmascarar la frecuencia e intensidad de los impactos debido al ruido y a la falta de buena resolución.

Para facilitar el diagnóstico, se deben aislar entonces las vibraciones de alta frecuencia, de las otras vibraciones, empleando un filtro “pasa alto” o “pasa banda” alrededor de la frecuencia natural que está siendo excitada. De esta forma es posible extraer la frecuencia y la amplitud de los impactos de la vibración global. Para poder lograr esto se debe sacar provecho de las propiedades de estas vibraciones. Dos de estas propiedades que dan origen a las técnicas de *Demodulación* y *Peakvue*: son la *envolvente de los impactos* y la *detección de los peaks máximos*, (Estupiñán, Saavedra, 2001).

Los registros deben ser interpretados para determinar que se encuentren los datos obtenidos dentro de límites permisibles ya preestablecidos. Para realizar esta operación es necesario obtener las respuestas, ante la excitación de la propia maquinaria. Un problema que se presenta al momento de obtener las respuestas es la parte transitoria que se genera en las etapas de encendido y apagado de la maquinaria; este intervalo de la respuesta se elimina del análisis, debido a que es pequeño el intervalo en el que se presentan y, además, no es representativo en el análisis, debido a esta razón, sólo se considera la parte estacionaria de los registros.

5.3 Interpretación espectral

Tipos de análisis de las señales. Antes de considerar el manejo de los datos espectrales, es importante conocer que éstos pueden estudiarse en tres dominios diferentes: *tiempo, amplitud y frecuencia.*

La descripción de señales en el *dominio del tiempo*, o en un ámbito temporal, es el dominio primario en el que se manejan y captan las señales, y en el que se presentan ordinariamente en el osciloscopio.

En general, se representan con números complejos de la forma: $x(t) + jx(t)$.

Trabajando en este dominio es posible conocer los siguientes parámetros:

- El valor de cresta.- Máxima amplitud de la señal, registrada en el tiempo de observación T , positivo o negativo.
- El valor de pico a pico.- Separación entre los máximos, positivos y negativos de la señal.
- El factor de cresta.- Cociente entre el valor de cresta y el valor eficaz.
- La RMS (Root Media Square, Raíz Media Cuadrada).- Es un valor representativo de la respuesta obtenida, de manera general. En una señal armónica simple, es aproximadamente 0.7071 el valor de la amplitud máxima. (figura 5.3).

La descripción de señales, en el *dominio de la amplitud*, se trata de un ámbito muy apropiado para determinar propiedades estadísticas de las señales.

Representa la información en un sistema de amplitud, porcentaje de tiempo en

el que se rebasa dicha amplitud o en el que toma los valores de un intervalo determinado.

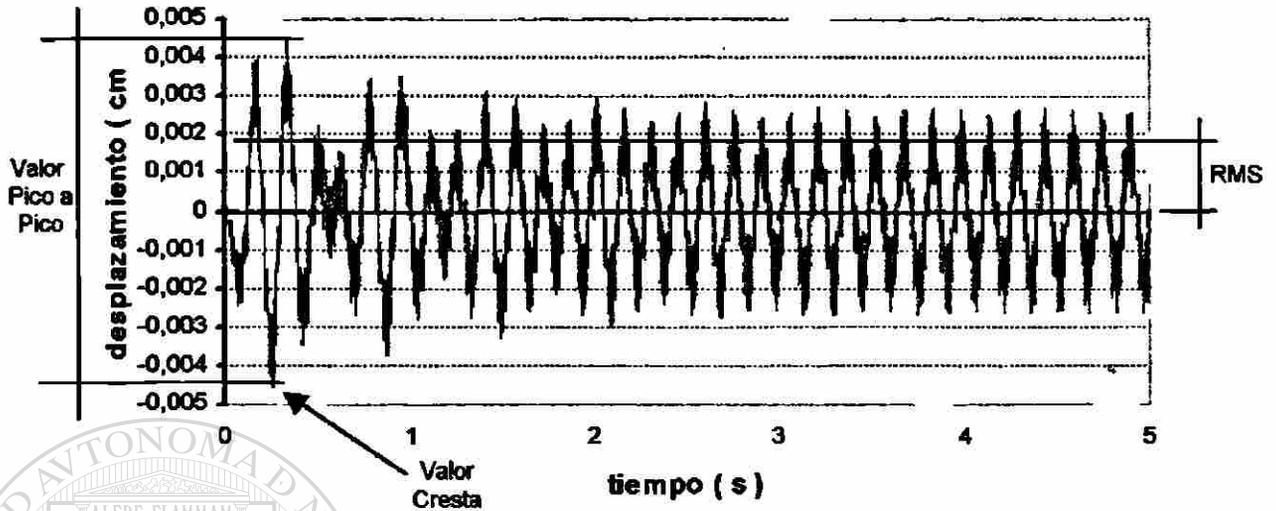


Fig. 5.3 Representación gráfica de los parámetros relevantes

La descripción de señales en el *dominio de la frecuencia* es la base del estudio; en el dominio de la frecuencia consiste en descomponer la señal en sus frecuencias constitutivas, representando las periódicas mediante su desarrollo en serie de Fourier y las no periódicas mediante la transformada de Fourier. La representación de la señal así efectuada se denomina **ESPECTRO** y a este tipo de tratamiento, **ANÁLISIS ESPECTRAL**.

El diagnóstico correcto de las fallas mecánicas en maquinaria rotatoria depende de tener una información completa acerca de los datos espectrales de vibración. Como las máquinas, en general, tienen tres grados de libertad en el movimiento lateral, la lógica sugiere que los datos de vibración en tres ejes darán más información, si se pueden analizar adecuadamente.

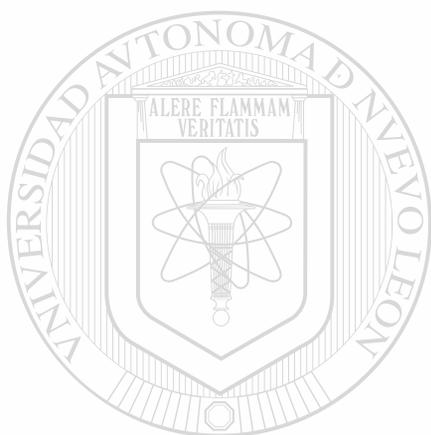
Un análisis espectral de las señales permite obtener información muy valiosa, como lo es:

- a) La función de transmisibilidad, en función de la frecuencia, con la cual es posible evaluar la eficiencia del aislamiento para diferentes frecuencias de excitación, teniendo especial interés la frecuencia de operación de la maquinaria.
- b) Las frecuencias naturales de vibración del sistema, asociadas fundamentalmente a la estructura de soporte de la maquinaria, ya sea en una cimentación independiente o en un sistema de piso convencional.

Para efectuar lo anterior, es conveniente elaborar lo que se denomina *Análisis Dinámico en función de la frecuencia*, donde hay algunas condiciones de carga en las que se debe hacer un análisis, teniendo en cuenta las frecuencias en las que dichas cargas ocurren. El análisis en función de la frecuencia se realiza cuando son periódicas las cargas a las que se encuentra sometido el sistema, lo cual significa contar con cargas que tienen variación en el tiempo, y que se repiten sucesivamente en un gran número de ciclos. La carga periódica simple, mejor conocida como armónica simple, tiene una variación senoidal. La armónica simple es característica de masas desbalanceadas en maquinarias rotatorias. La teoría nos enseña que cualquier carga, por compleja que ésta parezca, puede ser representada por distintas componentes y analizada como un caso de armónicas simples.

Una herramienta auxiliar para la interpretación espectral es emplear el método de Fourier el cual es útil no solo para el análisis de curvas periódicas, sino para

curvas no periódicas, ya que basta suponer que la curva se extiende en el infinito y que este intervalo corresponde a un solo periodo. La diferencia esencial es que, en lugar de analizar la curva en un espectro discreto de frecuencias $\omega, 2\omega, 3\omega, \dots, n\omega$, se analiza en un espectro continuo.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

5.4 Criterios de aceptación de vibraciones

Una parte crucial en la revisión del desempeño de una maquinaria rotatoria es el establecimiento de los criterios de aceptación de las vibraciones (tanto horizontal como vertical), dado que estos criterios consideran los efectos primarios o secundarios ejercidos a los siguientes aspectos:

- Personas
- Estructuras o edificios
- Maquinaria

Debido a la importancia de los efectos de vibración, debe ponerse mayor atención a las tolerancias de vibración, respecto a los valores límites de las amplitudes, velocidades y aceleraciones en las vibraciones mecánicas y estructurales. Son particularmente importantes los efectos de vibración en las personas y en los edificios, para los cuales se han desarrollado investigaciones donde se establecen los límites de vibración en gráficas que, hasta el momento, son las que rigen el desempeño de una maquinaria, (Major Vol. I, 1980).

Efectos sobre las personas y las estructuras. Algunas vibraciones mecánicas son transmitidas a los organismos humanos por medio del sentido del tacto y son sentidas como vibraciones. Para vibraciones bajas, de alrededor de 1.0 a 2.5 Hz, el efecto del sentido de balanceo y los músculos, mientras más rápidas las vibraciones (sobre 10 Hz) se registran como *presiones* y *vibraciones*. Esto suele resultar nocivo en problemas psicológicos que fueron

discutidos ampliamente por Zeller en 1932 y 1933. Si la frecuencia de las vibraciones es mayor que 20 Hz; la vibración se percibe por el cuerpo humano como *sonido*. La vibración de los cuerpos sólidos es provocada por las fuerzas periódicas producidas, por ejemplo, por maquinarias, vehículos, por ráfagas o por fenómenos naturales tales como sismos, viento, agua, etc.

Las vibraciones pueden afectar adversamente a las personas y causar cargas y esfuerzos dañinos en los edificios. La protección contra la vibración implica la eliminación o por lo menos la reducción de las vibraciones dañinas a un nivel tolerable para que no ejerzan ningún daño al cuerpo humano y, además, que no causen esfuerzos excesivos sobre los materiales de construcción.

Es notorio mencionar que el cuerpo humano puede detectar amplitudes de 1 μm ; y las amplitudes de 0.05 μm pueden detectarse a través de la yema de los dedos. En las investigaciones de Reiher y Meister, las vibraciones verticales fueron detectadas cuando la gente estaba de pie; y en vibraciones horizontales fueron perceptibles cuando yacen las personas.

Con el fin de revisar los resultados, las investigaciones de vibraciones transitorias fueron conducidas, en 1974, por Wiss y Parmelee, sobre un piso de materiales convencionales, habitado por 10 personas; se midió un total de 202 señales para cada sujeto. Se encontró que para las condiciones de estado estacionario (cero amortiguamiento) las vibraciones algo menos perceptibles se sintieron más que durante las pruebas de Reiher-Meister, pero se observó también que las vibraciones transitorias de una frecuencia particular y el

desplazamiento pico llega a ser progresivamente menos perceptible que el amortiguamiento crítico incrementado de 0.02 a 0.20.

Requerimientos para la estructura de soporte. Una cimentación de maquinaria debe cumplir los siguientes requisitos para ser considerada satisfactoria: (Prakash, Puri, 1976).

a) Para cargas estáticas:

- i. La estructura de soporte debe ser segura estructuralmente. (Estado límite de resistencia).
- ii. La estructura de soporte no debe tener un desplazamiento excesivo. (Estado límite de servicio).

Estos son requerimientos normales y son los mismos para todas las estructuras de soporte.

b) Para cargas dinámicas:

- i. La estructura no debe estar en resonancia. Esto es, la frecuencia natural del sistema de la maquinaria-estructura-cimentación-suelo no debe coincidir con la frecuencia de operación de la maquinaria. De hecho, la zona de resonancia está generalmente definida, y la frecuencia natural del suelo de cimentación del sistema debe estar fuera de esta zona. La cimentación debe diseñarse fuera de la zona de "resonancia", la cual, convencionalmente, queda limitada como se ilustra en la figura 5.4.

- ii. Las amplitudes del movimiento de la velocidad de operación no deben exceder los valores permisibles. *Estas amplitudes límite están generalmente especificadas por los fabricantes de maquinaria.*
- iii. El diseño debe ser tal que la frecuencia natural del sistema cimentación-suelo no debe ser un número múltiplo entero de la frecuencia de operación de la maquinaria, para evitar la resonancia con los armónicos altos.
- iv. Las vibraciones ocasionadas por la operación de maquinaria no deben molestar a las personas o ser dañinas a otros equipos de precisión o a maquinarias vecinas o a las estructuras colindantes.

Además el criterio precedente, las disposiciones geométricas de la cimentación deben influir para los requerimientos operacionales de la maquinaria.

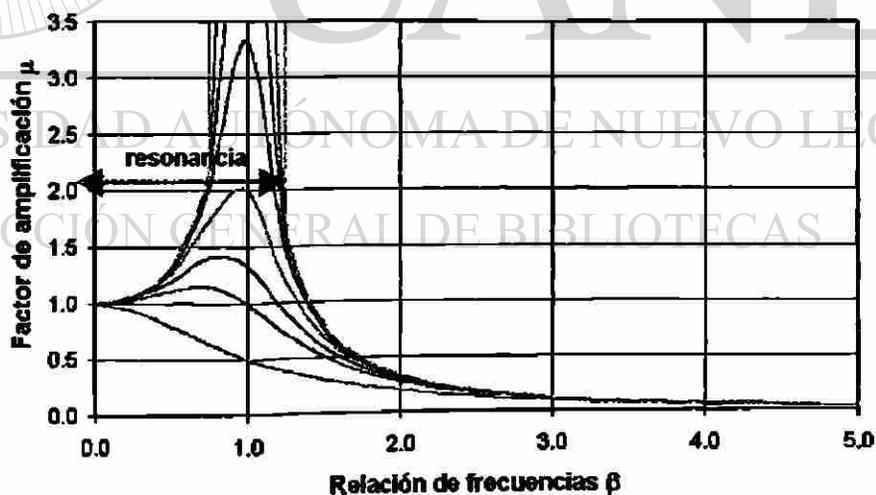


Fig. 5.4 Gráfica de la zona de resonancia

Valores límite permisibles. Las condiciones de falla por vibración, de maquinaria, se alcanzan cuando el movimiento excede un valor límite, el cual

puede expresarse en términos de velocidad o de aceleración del movimiento de la cimentación. Para las vibraciones estacionarias, éstas pueden expresarse en términos de desplazamientos permisibles especificados como frecuencias. (Richart, 1962).

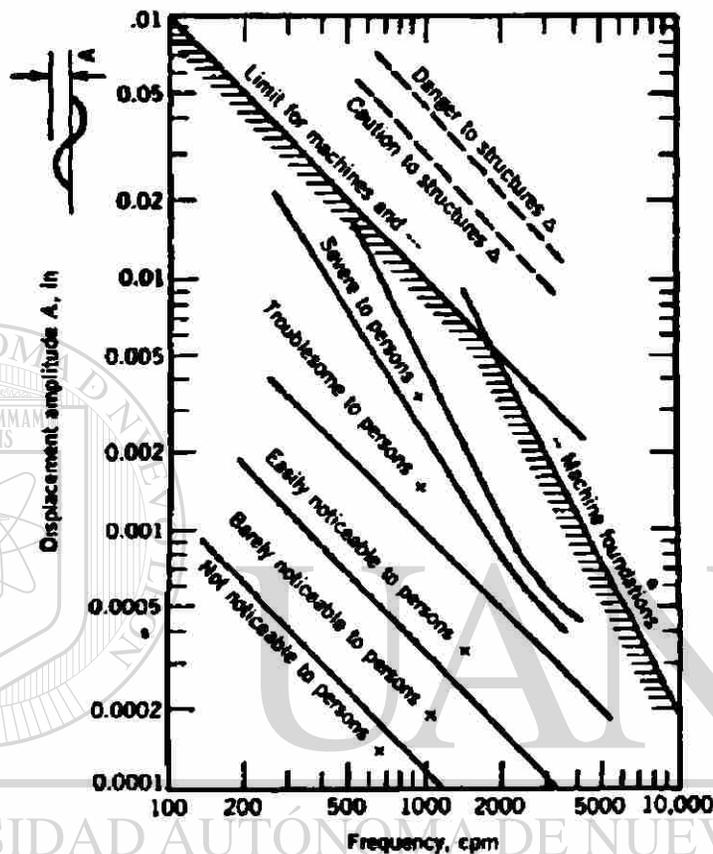


Fig. 5.5 Límites de amplitudes permisibles de vibraciones verticales

La figura 5.5 ilustra el orden de las magnitudes que se involucran en el criterio para determinar las respuestas dinámicas. Cinco curvas delimitan la zona de la vibración, dentro de las cuales, las personas son sensibles al estar de pie cerca de la maquinaria que vibra. Estas zonas van de "no sensible" a severo". La frontera entre "no sensible" y "apenas sensible" en la figura 5.5 se define por la línea que representa la velocidad pico, sobre 0.01 in/s (0.25 mm/s), y la línea divisoria de las zonas de "fácilmente sensible" y "molesto" representa la

velocidad pico de 0.10 in/s (2.5 mm/s). El área sombreada en la figura 5.5 indica los “límites para maquinaria y cimentación de maquinaria”. Ésta representa a la velocidad pico, de 1.0 in/s (25.5 mm/s) debajo de 2,000 rpm. Debe notarse que esta área sombreada indica un límite de seguridad y no es un límite para ser satisfecho por la operación de la maquinaria.

La importancia de una maquinaria y su sensibilidad, en condiciones de operación, a lo largo del costo de instalación y pérdidas, debido a interrupciones (tiempo muerto) determina el límite de las amplitudes de movimiento, para las cuales la cimentación debe estar diseñada (Richart, 1976).

Factor de servicio. Este factor fue propuesto por Blake (1964). El factor de servicio es una indicación de la importancia de la maquinaria en una instalación. Los valores típicos de los factores de servicio están listados en la tabla 5.1.

Tabla 5.1
Factores de servicio

Estación simple de bomba centrífuga, motores eléctricos, abanicos	1
Equipos típicos de procesamiento químico	1
Turbina, turbogeneradores, compresores centrífugos	1.6
Centrífugas, flecha-rígida, bomba multiestacionaria centrífuga	2
Equipo misceláneo, características desconocidas	2
Centrífuga, flecha-suspendida, flecha cerca de la canasta	0.5
Centrífuga, acoplamiento-suspendido, lanzado	0.3

Es importante mencionar que la vibración efectiva será la vibración con *amplitud simple*, en pulgadas, multiplicada por el factor de servicio, y para el caso de

equipos no empotrados, el factor de servicio se multiplicará por 0.4 y éste se utilizará como factor de servicio.

Otras investigaciones. Existen, en la literatura propuesta, opiniones similares a las descritas anteriormente, destacándose las de Blake (1964), Baxter y Bernhard (1967), por mencionar algunas.

Estos autores proponen gráficas de control muy parecidas a las de la figura 5.5, en las cuales la amplitud de control es el valor pico a pico, o línea de referencia a pico, dependiendo de cada autor.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 6

MÉTODO PROPUESTO PARA EL ANÁLISIS DE UNA ESTRUCTURA DE SOPORTE

Uno de los objetivos fundamentales de esta investigación es establecer un método de análisis claro y preciso, para aplicarlo en la solución de problemas relacionados con vibraciones en estructuras de soporte de maquinaria rotatoria.

La principal razón para la elaboración de un método de análisis es la de *facilidad de aplicación*, debido a que en la bibliografía existente no aparece un solo método sencillo, que una persona, con o sin fundamentos en esta área, pudiese aplicar a un problema práctico; sino que se concentran las recomendaciones, las gráficas de control, los datos, y demás criterios en

diversas referencias, lo cual implica destinar una gran cantidad de tiempo en recopilarlos y entenderlos.

Para ello, lo estudiado en los capítulos anteriores se concentra en un sustancioso método de análisis, que se plasma de manera práctica; y cuya parte final exige determinar cuál será la respuesta esperada del sistema de estudio.

6.1 Método propuesto para el análisis

El siguiente método puede servir de guía para el análisis o revisión de una cimentación de una maquinaria rotatoria, (Arya, O'Neill, Pincus, 1979).

6.1.1 Datos de la Maquinaria

La información que proporciona el fabricante de la maquinaria es trascendente para un diseño adecuado del sistema de soporte de la misma. Debido a lo mencionado anteriormente, se destaca lo siguiente:

a) *El plano de ensamble de la maquinaria.* El tamaño físico de la estructura depende del tamaño de la maquinaria. El contorno para la base de la maquinaria generalmente especifica las dimensiones mínimas y se localiza en áreas libres específicas para adjuntar a la maquinaria. Por ejemplo, en turbinas, ciertas regiones debajo y sobre la maquinaria se deben dejar libre

para situar en ellas los condensadores y las tuberías.

b) *Funciones de la maquinaria.* Incluyen información sobre el propósito total y la naturaleza crítica de la maquinaria. Si la maquinaria es de una importancia extremadamente crítica en las operaciones industriales totales, entonces se recomienda un diseño más conservador. Por ejemplo, si una bomba pequeña se apaga y esto no afecta a la planta de producción; pero, si un compresor centrífugo grande se apaga, puede afectarse una gran cantidad de operaciones. El diseñador debe establecer un criterio en las fuerzas de desbalanceo, para evitar costos innecesarios.

c) *Peso de la maquinaria y los componentes del rotor.* Estos datos son provistos por el fabricante y el servicio para dar una indicación preliminar de la viabilidad del suelo de soporte. El peso de los rotores y la velocidad en la maquinaria centrífuga determina la magnitud de posibles fuerzas de desbalanceo de la maquinaria. La localización del centro de gravedad en los planos horizontal y vertical; a menudo son proporcionados.

d) *Centros de gravedad de la maquinaria.* Es de gran importancia la localización de ambos centros de gravedad, el vertical y el horizontal, debido a que el cálculo de las fuerzas de desbalanceo depende totalmente de la excentricidad generada por la diferencia entre los centros de gravedad físicos de la maquinaria y la parte que rota.

e) *Niveles de velocidad de la maquinaria.* Los componentes o frecuencias de fuerzas de desbalanceo primaria y secundaria, son requerimientos en el análisis dinámico, para revisar una posible resonancia. El diseñador es generalmente el más interesado en la frecuencia de operación, pues en la mayoría de las maquinarias habrá velocidades particulares, las que se generan brevemente durante el encendido o apagado; y éstas pueden presentar velocidades en resonancia con la frecuencia de la maquinaria. Una condición temporal de resonancia se puede tolerar.

f) *Magnitud y dirección de las fuerzas de desbalanceo.* Aquí son importantes las fuerzas de desbalanceo, vertical y horizontal, y sus puntos de aplicación. Suele pasar que en la mayoría de los casos, esta información no está disponible por parte del fabricante de la maquinaria. Algunos fabricantes aseguran que sus maquinarias centrífugas están perfectamente

balanceadas, la cual es una condición que puede ser aproximada al inicio. Sin embargo, después de algunos años de uso y debido al desgaste normal, existirá una cierta excentricidad, sin importar la ejecución inicial de la maquinaria y la instalación.

g) Límites impuestos. Este requerimiento depende de las exigencias propuestas por el contratista, quien en la mayoría de los casos se referencia con respecto a la deflexión diferencial entre los puntos sobre el área plana de la cimentación; es decir, es un límite de servicio.

h) Requerimientos de la cimentación. Dependerá del destino de aplicación, ya que con ello se jerarquizan las condiciones de servicio.

i) Datos de mecánica de suelos. Aquí son importantes los datos del nivel del agua freática, el módulo de cortante del suelo, la capacidad de carga del suelo y el peso específico del material sustentante.

6.1.2 Información sobre el sistema de soporte

Una vez que se tienen los todos los datos mencionados anteriormente con respecto a la maquinaria, se continúa con la recopilación de la información que describe al sistema de soporte (subcapítulo 2.4); es decir, si la estructura de soporte es un bloque rígido de cimentación o un sistema de piso convencional; además, hay que distinguir si el análisis que se efectuará es de una estructura nueva o es simplemente una revisión de una estructura existente; por todo esto, es importante conocer los siguientes aspectos:

a) Los planos estructurales. Esta información sirve para elaborar el modelo matemático. Los planos deben contener todas las características estructurales que conforman al sistema de estudio; como son: las configuraciones estructurales, las resistencias, las dimensiones de los elementos, el tipo de material, por citar algunos. En caso de no contar con ellos, cuando sea una estructura existente, se recomienda realizar un levantamiento de campo, para elaborar un plano, así como la toma de corazones, para determinar las respectivas resistencias de los elementos.

Tampoco se debe olvidar qué tipo de conexiones existen dentro del sistema de estudio, si la maquina se encuentra anclada o simplemente apoyada.

b) Arreglos mecánicos. Como se ha mencionado en los capítulos anteriores, alrededor de la maquinaria que comprende al sistema en estudio pueden permanecer algunas personas, otras maquinarias, otros equipos y estructuras sensibles a vibraciones o que generan este tipo de excitación;

los cuales también se tienen que considerar para elaborar un análisis eficaz.

Para el caso de un sistema estructural nuevo, se sugieren las siguientes recomendaciones, de las que se aclara que no es necesario que se cumplan al pie de la letra, pero si se efectúan podrán evitarse problemas de excentricidades grandes, las cuales complican el diseño funcional y económico.

- i. El centro de gravedad del conjunto maquinaria y estructura de soporte, en elevación, nunca debe ubicarse por arriba del nivel superior de la cimentación.
- ii. No debe existir excentricidad entre el centro de gravedad del equipo y el de la estructura de soporte, en una magnitud mayor que el 5 por ciento

de la menor dimensión en planta de la cimentación. Debe procurarse tener siempre una forma geométrica regular y simétrica, tanto en planta como en elevación.

iii. Para el caso de un bloque de cimentación, el área comprendida debe ser al menos de las dimensiones de la base del equipo, más una distancia de 15 cm, perimetralmente.

iv. También para el caso de un bloque de cimentación, se debe tener cuidado en la profundidad, de tal forma que descansa en un estrato con propiedades adecuadas, dimensionando el bloque de tal forma que se tenga al menos una masa de 5 veces la de la maquinaria (preliminarmente). El espesor vertical del bloque nunca debe ser menor que 60 cm, ni de 1/5 la menor dimensión en planta o de 1/10 la mayor.

6.1.3 Elaboración del modelo matemático representativo

La elección de la elaboración de un modelo matemático se centra por la economía y facilidad de manejo, al momento de cambiar las condiciones iniciales del modelo; además, el auge que existe en el campo de la computación permite utilizar programas de análisis desarrollados para este propósito, como es el caso del Sap2000, StaadPro, etc., en los que se aplican directamente métodos numéricos aproximados, para la solución de sistemas discretos de parámetros distribuidos, (subcapítulo 4.3); por ello es importante lo siguiente:

a) *Selección del tipo de modelo.* Sea un sistema discreto con parámetros concentrados o uno con parámetros distribuidos; la elección se deja al

criterio del analista; aunque siempre es recomendable emplear el método más exacto y, para este caso, el segundo método es el que cumple mejor esta expectativa.

b) Tipo de Software. También se deja al criterio y a la preferencia del analista.

c) Cálculo de los parámetros. Son aquellos coeficientes o propiedades que deben incorporarse al modelo matemático, desde el punto de vista de rigidez o masa.

6.1.4 Cálculo de las constantes de rigidez y amortiguamiento del aislador

En esta parte del método, se debe elegir el tipo de sistema aislante que se empleará en el análisis del sistema en estudio; para este caso en particular, se enfocará en los materiales de el comportamiento tipo elastómero. (subcapítulo 3.4).

a) Ubicación de los materiales aislantes. Es de extrema importancia determinar en cuántos puntos se va apoyar la maquinaria sobre la estructura de soporte; debido a que de este número depende el área tributaria para el cálculo de la masa que se soportará sobre el aislador y, por ende, afectará en la rigidez que comprende al material aislante.

b) Cálculo de los coeficientes k y c . De acuerdo con el modelo matemático propuesto, puede realizarse un análisis de sensibilidad sobre los parámetros, para ver la influencia de su variabilidad en la respuesta dinámica de la estructura.

6.1.5 Cálculo de las frecuencias naturales de vibración

Se deben determinar las frecuencias naturales de vibración, de todos los modos propios del modelo; además, identificar y relacionar los modos con las direcciones de las excitaciones de la maquinaria.

Se recomienda no restarles importancia a los modos superiores; ya que en algunas ocasiones el sistema estudiado puede entrar en resonancia, siendo ésta una situación que se debe evitar al máximo.

Al conocer las respuestas, es fácilmente apreciable si el sistema en estudio está en resonancia y con la experiencia que siempre es recomendable, se puede modificar las características del modelo propuesto.

6.1.6 Cálculo de la respuesta dinámica del sistema

Se debe calcular la respuesta dinámica en desplazamiento, velocidad y aceleración, para cada una de las combinaciones de carga establecidas, en las coordenadas críticas del modelo.

Por otro lado, la mayoría de las maquinarias trabajan en un nivel de velocidad; lo más aproximado sería el efectuar un barrido exhaustivo de este intervalo, pero esto tiene la inconveniencia de que se consume demasiado tiempo; es por ello que para obtener una respuesta dinámica confiable se necesita tener sólo algunas muestras. Debido a esto, se recomienda tomar las siguientes velocidades de operación: mínima, media y máxima. Es importante graficar estas respuestas sobre y debajo del aislador, para elaborar un análisis espectral y mediante la interpretación de este análisis, tomar las decisiones necesarias.

6.1.7 Comparar la respuesta contra los valores permisibles

Esta etapa del método es la que determina o condiciona si los parámetros suministrados al modelo de análisis son adecuados para un buen desempeño de la maquinaria rotatoria, en conjunto con el sistema que lo rodea.

Para realizar esto se debe efectuar lo siguiente:

i. Revisar las condiciones de resonancia del modo fundamental y de los modos superiores. Debe revisarse la correspondencia de la dirección de la fuerza excitadora, con el modo respectivo.

ii. Revisar las condiciones de aceptación de la vibración en el desplazamiento, la velocidad y la aceleración (visto en subcapítulo 5.4), de tal forma que se asegure el buen funcionamiento de la maquinaria, el no deterioro de la estructura de soporte y las condiciones de sensibilidad de los operarios.

Aquí también se determina si el sistema requiere o no aislamiento.

En caso de no ser satisfactorios todos los parámetros introducidos en el cálculo, se debe efectuar una retroalimentación de los parámetros introducidos en el análisis.

6.1.8 Detallado final del sistema

Esta es la etapa final, debido a que se expresan en los planos todos los detalles utilizados en el análisis del sistema de estudio. Es importante recalcar que un mal análisis de un sistema dinámico puede ser catastrófico para todo lo que lo conforma, como son: la maquinaria, el edificio y el personal.

CAPÍTULO 7

EL CASO TEÓRICO DE ESTUDIO: LA INFLUENCIA DEL SISTEMA DE AISLAMIENTO

Para ejemplificar el uso de aislamiento de maquinaria se presenta un mismo caso, en el cual se emplean diferentes tipos de aisladores, variando en frecuencias; con ello se determinará qué tan importante es el empleo de los sistemas de aislamiento y que hay dos zonas de extrema importancia: la zona de aislamiento y la zona de amplificación, procurando que el diseño, en caso de emplear aisladores, siempre quede comprendido en la zona de aislamiento, debido a las grandes complicaciones que generaría el trabajar en la otra zona.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

7.1 Descripción del caso de estudio

Es un sistema de piso, formado por una losa sólida de concreto, perimetralmente apoyada sobre vigas de concreto. Sobre la losa principal se coloca un firme de concreto, que sirve como una base, sobre la que se apoya la maquinaria. Toda esta combinación de elementos estructurales se apoya sobre cuatro columnas de concreto, configuración típica de un sistema de piso (ver figura 7.1). Para la elaboración del modelo matemático se seleccionó el programa de análisis Sap2000 (SAP2000, 1997).

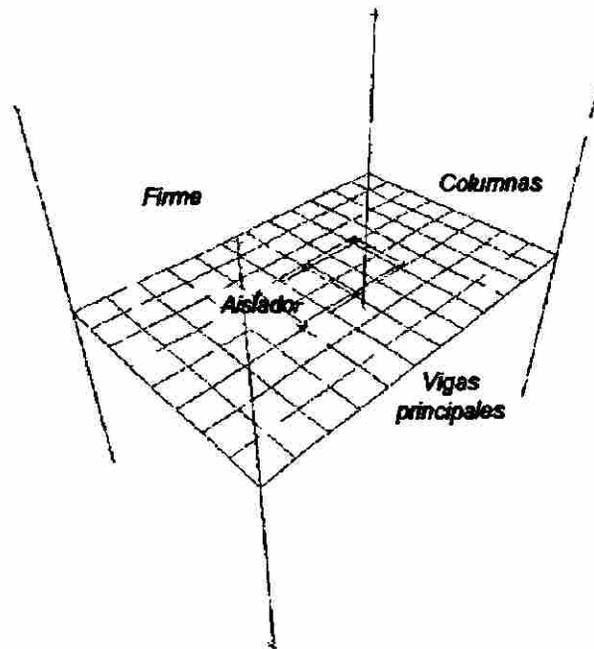


Fig. 7.1 Modelo matemático del caso de estudio

7.2 Tipos de estudio

Para analizar la influencia en la respuesta del sistema que tiene el aislamiento de base, así como la frecuencia natural del aislador, se examinaron tres casos:

- **Caso 1.** Un sistema sin aisladores.
- **Caso 2.** Un sistema con aisladores, con una frecuencia de 5 Hz.[®]
- **Caso 3.** Un sistema con aisladores con una frecuencia de 10 Hz.

Se procedió a someter a cada uno de estos sistemas a un barrido de excitaciones de tipo armónico; con componentes, vertical y horizontal, actuando simultáneamente, las cuales representan las fuerzas de desbalanceo. El barrido de frecuencias de excitación se ubicó entre 2.5 y 75 Hz. La magnitud de la fuerza de desbalanceo aplicada fue de 1.5 Ton. (figura 7.2)

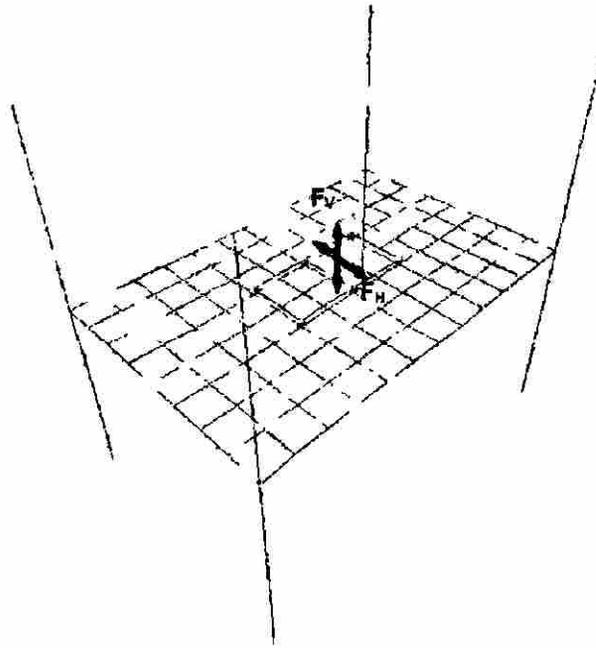


Fig. 7.2 Fuerzas actuantes en el sistema de estudio; componentes vertical y horizontal; con su frecuencia respectiva

Es importante resaltar que las frecuencias del primer modo de vibrar o modo fundamental, en los casos que contienen a los aisladores, el sistema se acopla a la frecuencia del aislador; con esto se demuestra que sí está funcionando el aislador; a continuación, en la tabla 7.1 se resumen algunos de los modos, que incluye el fundamental y superior:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Tabla 7.1

Modos de vibrar para los casos de estudio

Modo	Modos		
	S/A	10 Hz	5 Hz
1°	20.3	9.2	4.8
2°	38.9	9.8	4.9
4°	70.4	30.2	28.8
MS	169.5	133.3	133.3

En la figura 7.3 se presentan las gráficas que relacionan las amplitudes máximas de velocidad con respecto a las frecuencias de excitación de la maquinaria. Como era de esperarse, en los tres casos analizados se pronuncian crestas asociadas a las frecuencias naturales de vibración de los sistemas estudiados; es decir, una cresta cercana a los 20 Hz, que es la frecuencia del sistema sin aislamiento (Caso 1) ; una cresta ubicada en los 9 Hz, que se asocia al modo fundamental del sistema con aislamiento de 10 Hz (Caso 2) y una cresta cercana a 5 Hz, que corresponde al modo fundamental del conjunto, con aislamiento de 5 Hz (Caso 3).

7.3 Análisis de la respuesta

Una vez hecho el análisis, se obtiene la respuesta; en este caso, la velocidad en sentido vertical, ya que es ésta la que provoca las vibraciones de mayor interés para evaluar el desempeño del sistema máquina-aislador-losa. El punto de control representativo del modelo matemático se ubica al centro del claro de la losa, justo debajo de la máquina. Para poder analizar y comparar los resultados, para los tres distintos casos de estudio, se grafica el valor rms de la velocidad, contra la frecuencia de excitación, (ver figura 7.3).

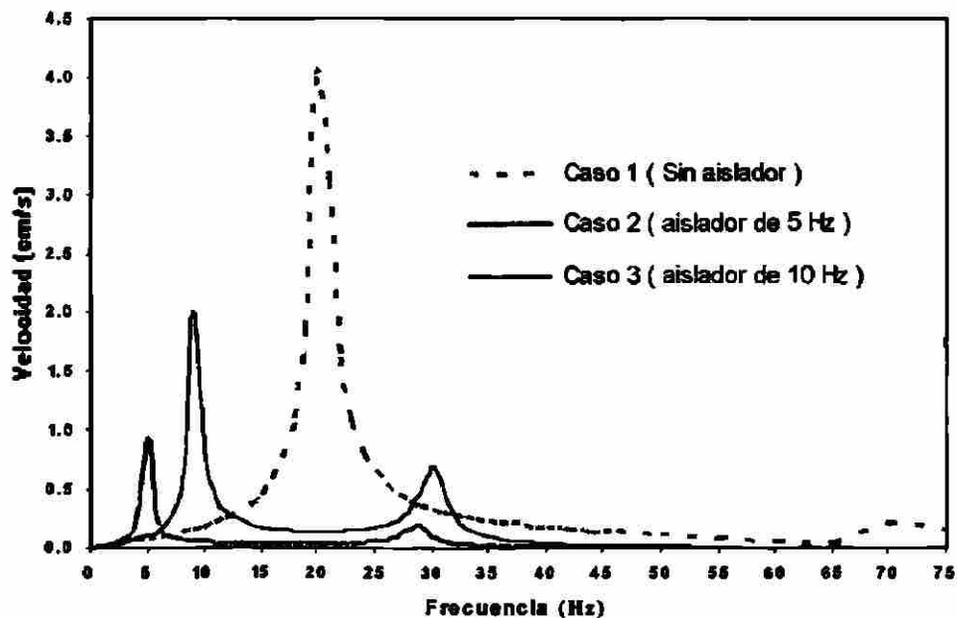


Fig. 7.3 Gráfica comparativa de respuestas de velocidad

Para este análisis se considera como respuesta de referencia la obtenida en el **Caso 1**; que, como se mencionó, corresponde a la estructura que no cuenta con un sistema de aislamiento, (González, Grajales, Martínez, 2002).

Si se utiliza un aislamiento de 10 Hz, se aprecia que el aislador abate la respuesta para frecuencias superiores a 12.5 Hz; sin embargo, existe un intervalo de frecuencias correspondiente a un modo superior de vibración, entre 28.5 y 32 Hz. Al emplear un aislador de 5 Hz, se detecta que el abatimiento en la respuesta con respecto a la referencia comienza a partir de los 7 Hz, y que aún para modos superiores existe una disminución en la respuesta.

Analizando, por ejemplo, el caso de un maquinaria con un frecuencia de operación de 1500 r.p.m. (25 Hz), se tendría una amplitud de velocidad de 0.65 cm/s para un sistema sin aislamiento. Si se colocase un aislador de 10 Hz, la amplitud de velocidad sería de 0.17 cm/s, lo que corresponde a una

disminución de aproximadamente el 74 %, con respecto a la referencia; hablando de transmisibilidad, para la referencia se tiene que ésta tiene un valor de 1, mientras que cuando se utiliza un dispositivo aislante de 10 Hz, el valor de la transmisibilidad es 0.3. Por otro lado, si en el mismo ejemplo se emplea un aislamiento de 5 Hz, la amplitud de la vibración alcanza un máximo de 0.05 cm/s, valor que corresponde a una disminución del 91 %, tomando como base la referencia y una transmisibilidad de 0.11.

Por otra parte, en el caso de una maquinaria que operará a 600 r.p.m. (10 Hz), la respuesta en velocidad será de 0.18 cm/s, para el caso de un sistema sin aislamiento. Al utilizar un aislador de 10 Hz., se obtiene una respuesta en amplitud de 0.87 cm/s; a diferencia del ejemplo anterior, la respuesta se incrementa en 4.8 veces para el sistema aislado. Si se utiliza en este ejemplo un aislador de 5 Hz y la misma maquinaria de 600 r.p.m., su respuesta es de 0.05 cm/s, que corresponde al 29 % de la respuesta sin aislamiento.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS **7.4 Comentarios**

Los ejemplos anteriores muestran que el empleo de los sistemas de aislamiento son convenientes para casos específicos, en donde quede plenamente justificado que al utilizar estos dispositivos se disminuya apreciablemente la respuesta del sistema en su conjunto.

A continuación, se presenta una tabla con las amplitudes registradas durante el análisis de la respuesta obtenida para cada uno de los casos de estudio y relacionándolos con algunas frecuencias de excitación.

Tabla 7.2
Amplitudes de las respuestas para los casos de estudio

f (Hz)	Amplitudes		
	S/A	10 Hz	5 Hz
5	0.073	0.109	0.919
10	0.181	0.869	0.052
20	4.012	0.137	0.035
30	0.334	0.688	0.105

Es visible en la tabla 7.2, que cuando se presenta la frecuencia natural del sistema sin aislador, la amplitud en estudio es la máxima y, por ende, es necesario el empleo de los sistemas aislantes.

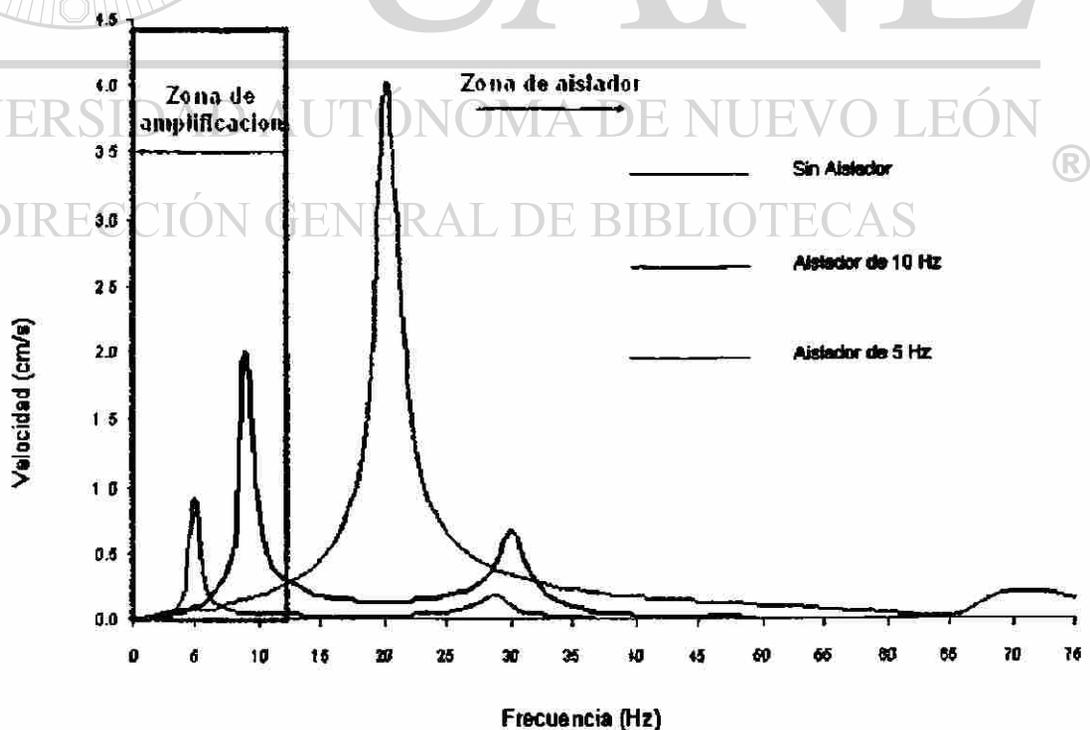
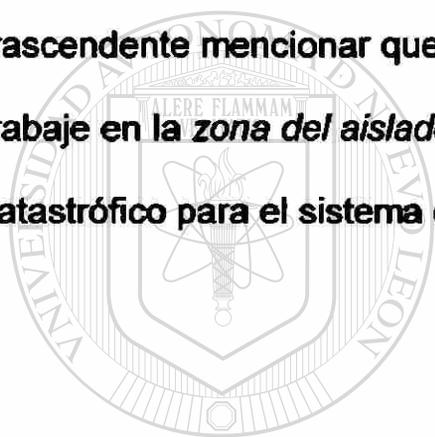


Fig. 7.4 Gráfica representativa de la zona de amplificación y zona del aislador

En la gráfica 7.4 es importante manifestar dos zonas o regiones: la *zona de amplificación*, donde no es necesario emplear dispositivos aislantes, que queda comprendida dentro del rectángulo; ubicado por la relación de frecuencias de 0 a 12.5 Hz, el motivo es que las amplitudes, en ambos casos con aisladores, son mayores que el caso de referencia (sin aislador) y la otra parte es la *zona del aislador*, la cual comprende el complemento de las anteriores frecuencias de la gráfica. Se remarca, en esta última zona, que las amplitudes de los dos casos con dispositivos aislantes son menores que el caso sin aislador. Es trascendente mencionar que siempre se debe buscar que el sistema de estudio trabaje en la *zona del aislador*, ya que de no hacerlo así, el resultado podría ser catastrófico para el sistema de estudio.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 8

CASO PRÁCTICO DE ESTUDIO I: EVALUACIÓN DE MAQUINARIA EXISTENTE SOBRE UNA LOSA DE CONCRETO

8.1 Descripción del caso de estudio

Para ilustrar el empleo práctico de los dispositivos de aislamiento, se expone el siguiente caso de estudio, que consiste en un tanque de tratamiento de agua residual (figura 8.1), con un área comparable a la superficie de dos campos de fútbol reglamentarios. Sobre una losa está colocada una maquinaria rotatoria, compuesta por un motor soplante y un succionador centrífugo (figura 8.2); la conexión que existe entre la maquinaria y la losa está constituida por aisladores de neopreno (figura 8.3). El análisis procurará en determinar si la frecuencia de excitación del equipo se acopla; es decir, entra en resonancia, con la frecuencia fundamental del sistema de losa-maquinaria-estructura de soporte-aislador. De ser así, se deberá determinar qué tipo de aislamiento se requiere para que el sistema funcione en óptimas condiciones.

Los datos de la maquinaria se describen en el Apéndice B.

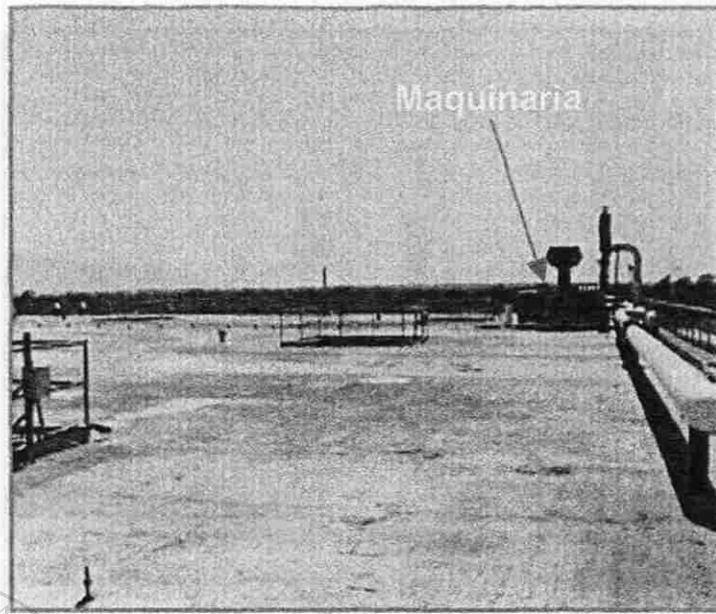


Fig. 8.1 Tapa del tanque de tratamiento de agua residual

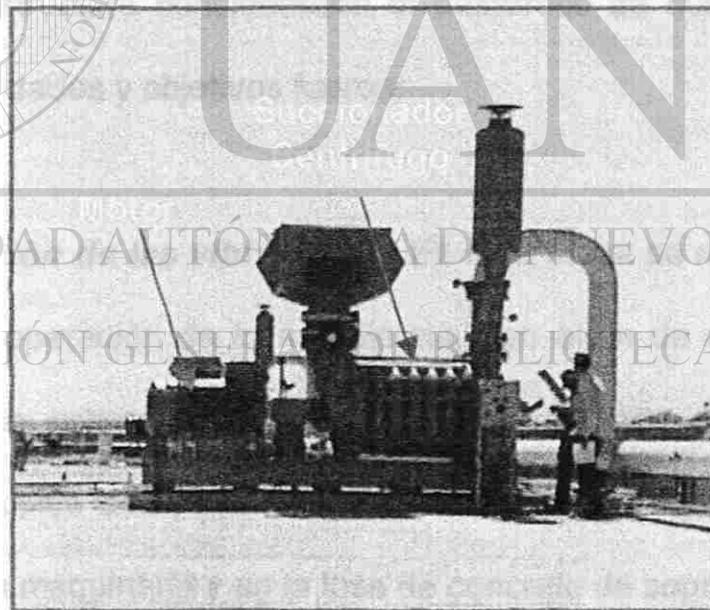


Fig. 8.2 Maquinaria ubicada sobre una losa de concreto del tanque de tratamiento de agua residual

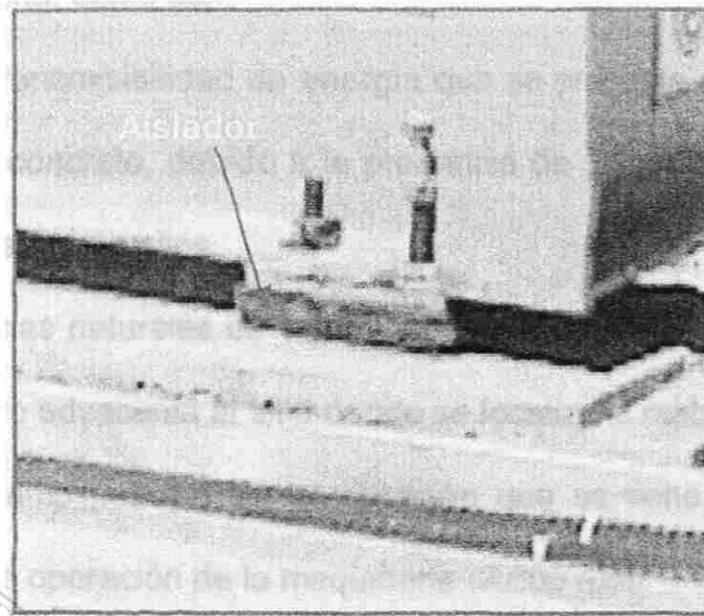


Fig. 8.3 Aisladores de neopreno ubicados en los apoyos de la maquinaria

El estudio se estructuró considerando el desarrollo de cuatro etapas, cuyas principales actividades y objetivos fueron:

Etapas de medición de las vibraciones. En esta etapa se registró la vibración causada por la operación de la maquinaria, con el fin de evaluar el nivel de vibración que se presenta en el equipo y en la losa de soporte, en las condiciones actuales de operación, tomando lecturas en puntos estratégicos, localizados en la maquinaria y en la losa de concreto de soporte.

Etapas de interpretación espectral de las mediciones. A partir de los registros de la vibración, se llevó a cabo un análisis espectral de las señales registradas (señales de aceleración), tanto en los motores como en la losa, con el fin de

estudiar algunos aspectos importantes del comportamiento dinámico del sistema en general, como son:

- a) El nivel de transmisibilidad de energía que se presenta entre los equipos y las base de concreto, debido a la presencia de placas de material aislante como interfase entre ellos.
- b) Las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto, en particular las del tablero adyacente al sitio donde se localiza la maquinaria.
- c) El nivel de amplificación de la vibración que se tiene en la losa, en la frecuencia de operación de la maquinaria (3,600 rpm)

Etapas de modelaje matemático de la losa de concreto. Se elaboró un modelo matemático de la losa de concreto, con base en una discretización con elementos finitos tipo placa, con el objetivo de realizar una simulación del comportamiento dinámico de la losa. Las principales propiedades dinámicas obtenidas fueron las frecuencias naturales de vibración y sus configuraciones modales asociadas.

Etapas del análisis del estado límite de vibración. En esta etapa se realiza un análisis del nivel de vibración de la maquinaria y de la losa de concreto, comparando los niveles máximos de velocidad de partícula con los límites permisibles de vibración, con el fin de establecer la situación actual del funcionamiento de la maquinaria, del comportamiento estructural de la losa y de la sensibilidad de las personas que operaran el equipo.

8.2 Medición y Registro de Vibraciones

Con el fin de determinar el nivel de vibración que actualmente se presenta en la maquinaria y en la losa de soporte, se llevó a cabo una serie de registros de vibración, en diferentes puntos de los equipos y de la losa. Las lecturas fueron registradas en un equipo portátil de adquisición de datos, tomándose dos canales de registro simultáneamente, utilizando acelerómetros piezoeléctricos. (figura 8.4) y (figura 8.5).

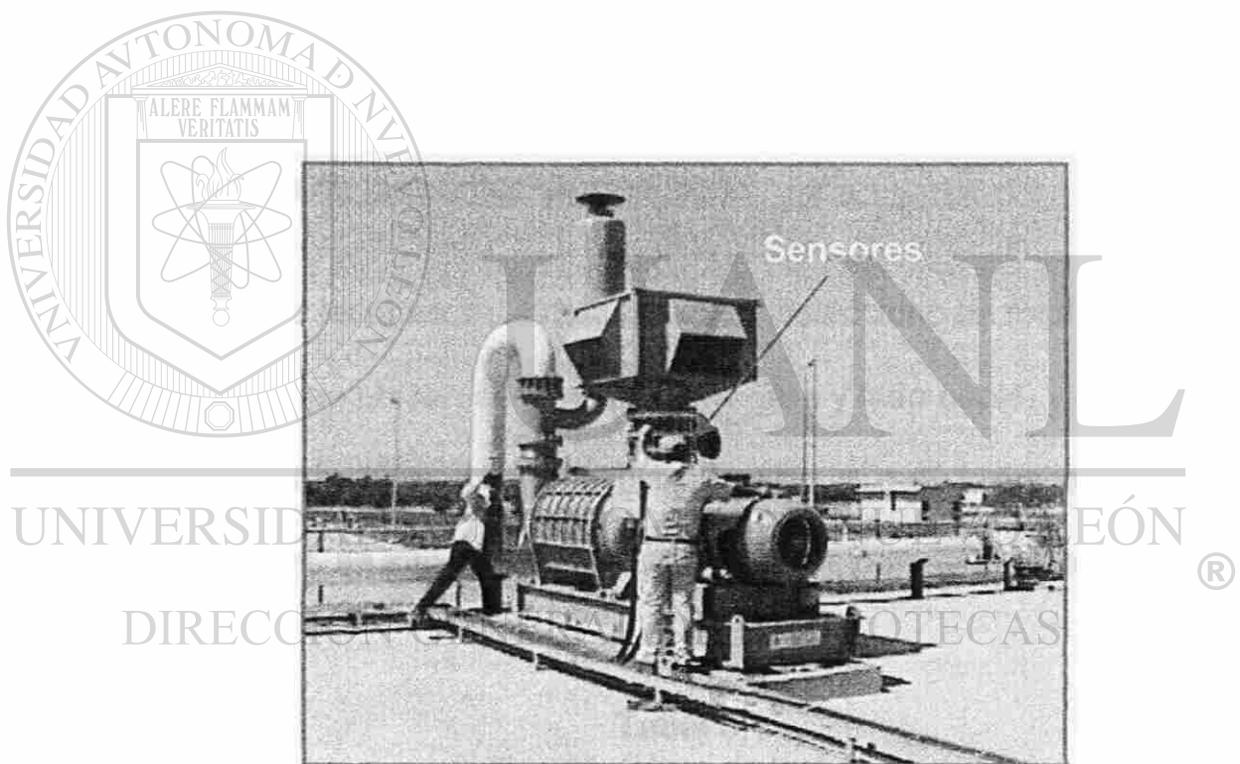


Fig. 8.4 Ubicación de los sensores



Fig. 8.5 Equipo portátil de adquisición de datos

8.2.1 Selección de los puntos de medición

Para la toma de lecturas en la maquinaria se seleccionó un total de 4 puntos; de los cuales, dos se ubican en el motor (lado libre y lado cople) y los otros dos en el soplador (lado libre y lado cople). Debido a que los acelerómetros son unidireccionales, se tomaron 11 lecturas, en total, para el equipo estudiado. (ver Tabla 8.1).

Tabla 8.1
Nomenclatura de lecturas

MOH - Motor lado libre horizontal	COH - Soplador lado libre horizontal
MOV - Motor lado libre vertical	COV - Soplador lado libre vertical
MIH - Motor lado cople horizontal	COA - Soplador lado libre axial
MIV - Motor lado cople vertical	CIH - Soplador lado cople horizontal
MIA - Motor lado cople axial	CIV - Soplador lado cople vertical
	CIA - Soplador lado cople Axial

Los puntos de medición seleccionados para la determinación del comportamiento dinámico de la losa de concreto se ubicaron sobre dos ejes perpendiculares entre sí. Uno de los ejes coincide con el eje del motor, para lo cual se seleccionaron 7 puntos de medición (punto 1 al punto 7), tal como se indica en la figura 8.6. Perpendicularmente al eje del motor, se seleccionó un total de 6 puntos de medición (punto 8 al punto 13).

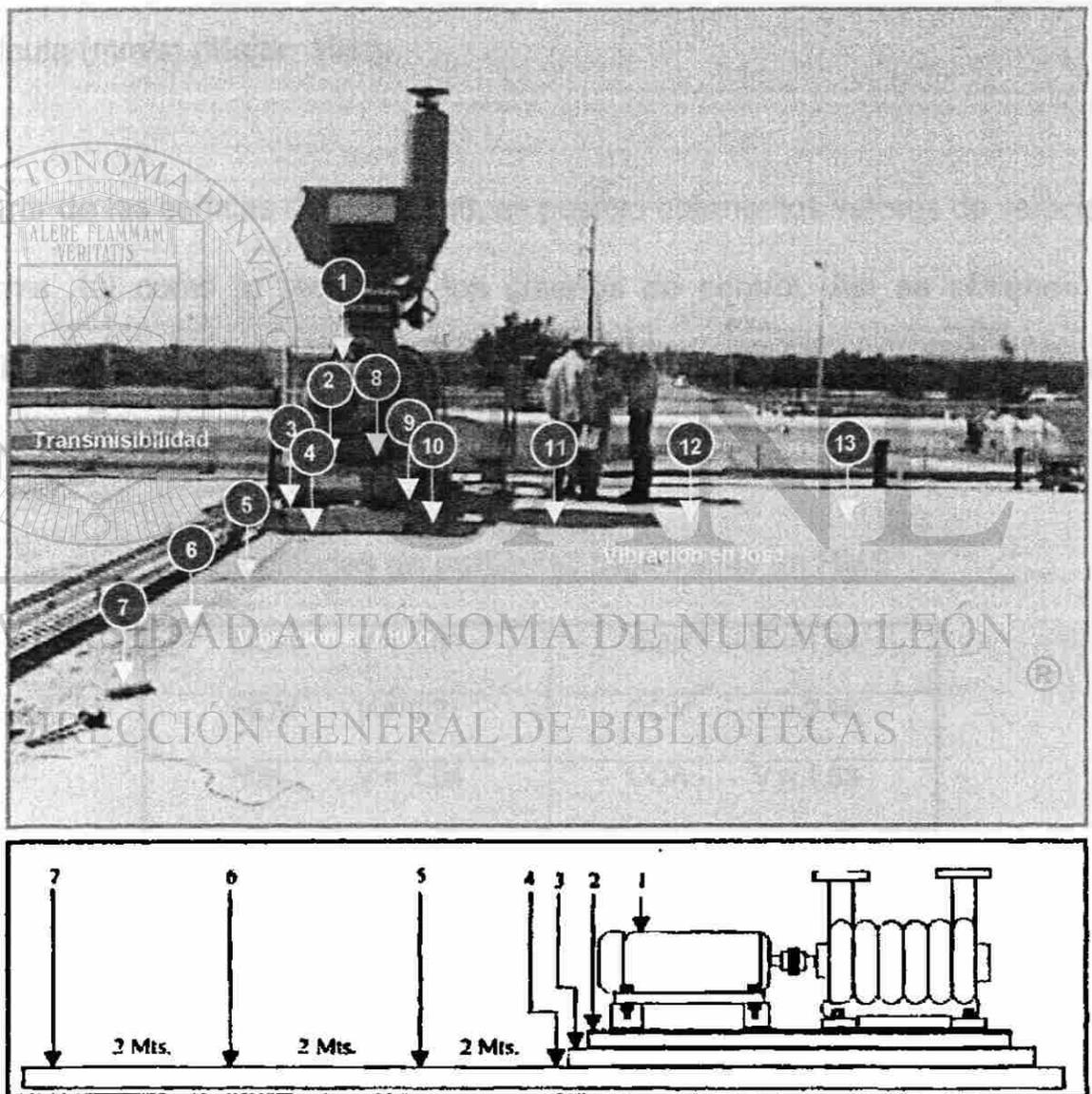


Fig. 8.6 Ubicación de los puntos de medición (Eje de la maquinaria)

8.3 Análisis de las señales registradas

En todos los puntos seleccionados se registraron señales de aceleración, en una ventana de tiempo de 1.5 segundos, tomando 2048 muestras con un intervalo de tiempo de 0.000732 s. Estas señales de aceleración fueron integradas en el tiempo, para obtener señales de velocidad, ya que los criterios para el control de las vibraciones están en función de la velocidad de la partícula (mm/s) (Major, 1980).

A partir de las señales de velocidad, es posible obtener los valores de velocidad en rms, tal como lo requieren los criterios de control. Así se obtienen los siguientes valores de velocidad de partícula (en mm/s) de la maquinaria estudiada (Tabla 8.2).

Tabla 8.2
Velocidades de partículas registradas en RMS

MOH - V = 1.63	COH - V = 1.64
MOV - V = 0.91	COV - V = 2.98
MIH - V = 1.04	COA - V = 1.68
MIV - V = 2.64	CIH - V = 2.85
MIA - V = 2.14	CIV - V = 1.00
	CIA - V = 1.62

El criterio de control de vibraciones estipulados por el fabricante de equipo indica que el valor máximo admisible de velocidad de partícula (en rms) es de 4.5 mm/s. Todos los valores obtenidos se ubican dentro del intervalo permisible.

Por otra parte, los registros obtenidos en los puntos del 1 al 13, ubicados en los ejes perpendiculares en el equipo y en la losa de concreto, tienen las siguientes velocidades de partícula (mm/s) (Tabla 8.3).

Tabla 8.3
Velocidades de partículas registradas en los puntos 1 a 13

Punto 1 - $V_1 = 0.85$	Punto 5 - $V_5 = 0.06$	Punto 9 - $V_9 = 0.14$
Punto 2 - $V_2 = 1.80$	Punto 6 - $V_6 = 0.05$	Punto 10 - $V_{10} = 0.12$
Punto 3 - $V_3 = 0.14$	Punto 7 - $V_7 = 0.11$	Punto 11 - $V_{11} = 0.11$
Punto 4 - $V_4 = 0.07$	Punto 8 - $V_8 = 1.45$	Punto 12 - $V_{12} = 0.16$
		Punto 13 - $V_{13} = 0.11$

En la figura 8.7 se muestran las velocidades de partículas físicamente mencionadas en la tabla de anterior.

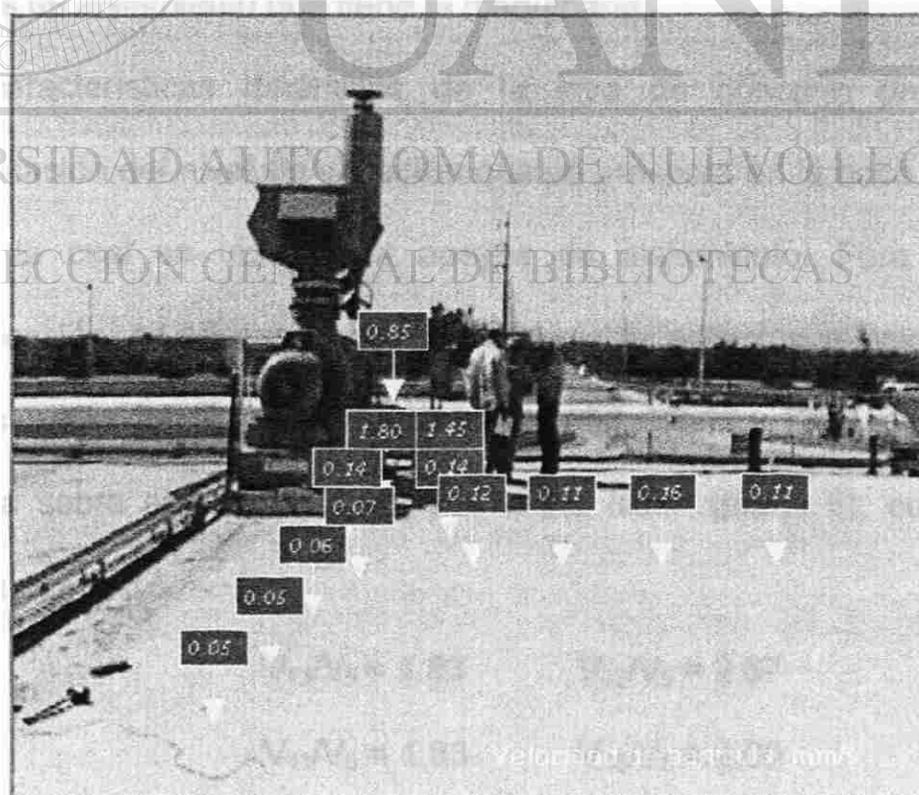


Fig. 8.7 Velocidades de partículas registradas

Al examinar los niveles de vibración que se muestran en la tabla anterior, se derivan los siguientes comentarios:

- a) Las velocidades obtenidas en el punto 1 prácticamente coinciden con las obtenidas en los registros MOV de los mismos.
- b) Una medida de la transmisibilidad de la energía, de la vibración de la maquinaria a la losa de soporte, es el cociente entre la velocidad de partícula en la losa (puntos 3 y 9) y la velocidad de partícula en la base del motor (puntos 2 y 8). Estos cocientes presentan los siguientes valores:

$$V_3/V_2 = 0.077 \quad ; \quad V_9/V_8 = 0.097$$

Estos cocientes proporcionan una medida general de la transmisibilidad de la energía. Para ambos compresores, este índice de transmisibilidad se ubica alrededor del 10 %, por lo que se comprueba la efectividad de los apoyos de aislamiento que tiene la maquinaria.

- c) Las características dinámicas de la losa de concreto provocan una amplificación del nivel de vibración que se presenta en la base de concreto sobre la cual se ubican los apoyos de aislamiento. Para evaluar tal amplificación, es adecuado calcular el cociente entre las velocidades de los puntos que se localizan en la losa (puntos 10, 11, 12 y 13) y el punto que se localiza sobre el muro que soporta dicha losa (punto 5), cuyos valores resultan:

$$V_{13}/V_5 = 1.83 \quad V_{12}/V_5 = 2.67$$

$$V_{11}/V_5 = 1.83 \quad V_{10}/V_5 = 2.00$$

Debido a que el punto 12 se ubica muy cerca del centro geométrico del tablero adyacente de la losa, el factor de amplificación (V_{12}/V_5) que se encontró se ubica en un intervalo de 2 a 3, lo que comprueba que el tablero no se encuentra en resonancia con su modo fundamental de vibración, ya que el factor de amplificación debería ubicarse en un valor cercano a 10, considerando un amortiguamiento de la losa del 5 por ciento del crítico, por ser una estructura de concreto. Estos factores de amplificación de la losa manifiestan que la operación de los motores provoca excitaciones de modos superiores de vibración de la losa.

8.4 Interpretación espectral de las mediciones

Los índices de transmisibilidad de vibración entre el equipo y la base de concreto, así como los factores de amplificación en la losa de concreto, fueron

calculados a partir de las velocidades máximas de partícula (en rms) obtenidas de los registros. Aunque estos índices manifiestan, de manera general, el comportamiento del sistema, un análisis espectral de las señales permite obtener información muy valiosa, como lo es:

- a) La función de transmisibilidad, en función de la frecuencia, con la cual es posible evaluar la eficiencia del aislamiento para diferentes frecuencias de excitación, teniendo especial interés la frecuencia de operación de la maquinaria (60 Hz).

b) Las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto están asociadas fundamentalmente al tablero adyacente, ya que es obvio que el sistema de losa tiene un número muy grande de frecuencias naturales de vibración por su misma configuración estructural.

8.5 Función de la transmisibilidad del sistema de aislamiento

A partir de los registros que se obtuvieron en la maquinaria, (punto 8) y en la base de concreto (9) fue posible determinar las funciones de transmisibilidad del sistema de aislamiento. Estas funciones se obtuvieron mediante el cociente del espectro de Fourier, de la señal de aceleración, del punto 8 y el espectro de Fourier de la señal de aceleración del punto 9.

Las señales de aceleración registradas en los puntos 8 y 9 de la maquinaria estudiada, se muestran en la figura 8.8, donde se aprecia la diferencia entre el nivel de vibración que se presenta en la base del compresor y en la base de concreto. Las gráficas muestran una excitación estacionaria provocada por el desbalanceo propio de la maquinaria.

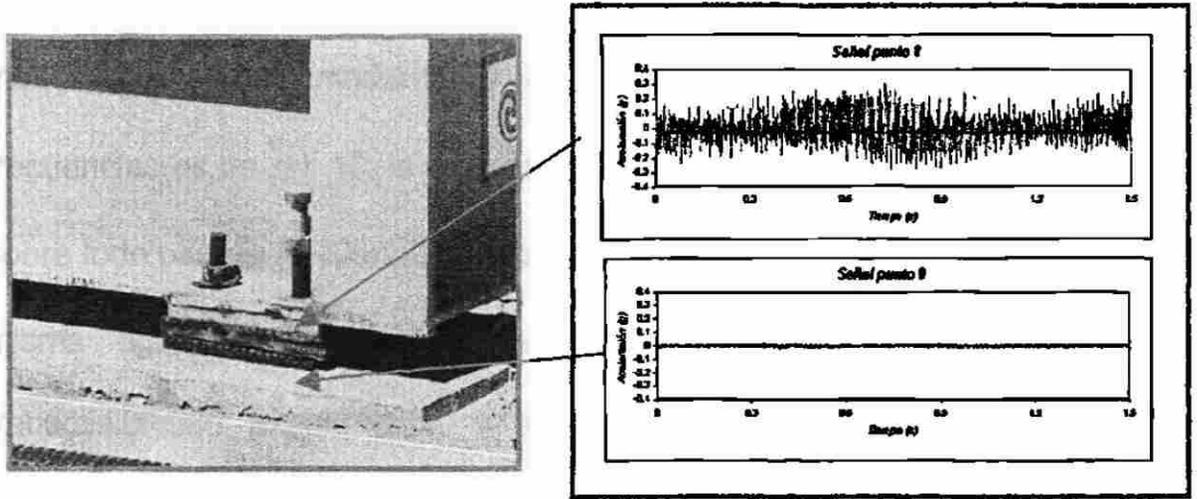


Fig. 8.8 Seales de aceleración en los puntos 8 y 9

Los espectros de Fourier de las seales de aceleración de los puntos 8 y 9, de la maquinaria, se muestran en las figuras 8.9. Asimismo, en esta figura se muestra la función de transmisibilidad real obtenida.

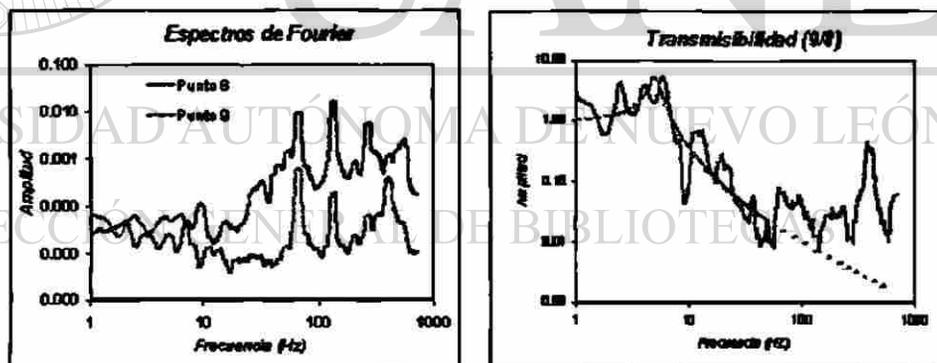


Fig. 8.9 Espectros de Fourier y transmisibilidad

En la figura 8.9 se aprecia que, para frecuencias mayores que 8 Hz, se abaten notablemente las ordenadas espectrales de la transmisibilidad, definiendo así la frecuencia de corte de los aisladores; es decir, aquella frecuencia a partir de la

cual, son eficientes los mismos; por lo que la frecuencia de los aisladores de la maquinaria es aproximadamente $\omega_b = 6$ Hz. De tal forma que la relación de frecuencias es de $\beta = 10$, lo cual asegura una excelente eficiencia del aislador, sobre todo para la frecuencia de operación de la maquinaria ($\omega_b = 60$ Hz). En la misma figura se presenta una comparación entre las funciones de transmisibilidad experimental y teórica, que se ajustó considerando una frecuencia de corte cercana a 8 Hz y un amortiguamiento del aislador del 10 por ciento. Se aprecia una buena correlación entre las funciones.

8.6 Frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto

Las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto se obtuvieron mediante el cálculo de los espectros de Fourier, de las señales de aceleración, de los puntos 12 y 5; es decir, aquellos puntos localizados al centro del tablero de losa y sobre el muro de concreto, respectivamente. Mediante el cociente de los espectros de Fourier del punto 12 y del punto 5, se define, entonces, lo que se denomina comúnmente como: "función de transferencia", cuyas crestas máximas definen las frecuencias naturales de vibración del sistema estudiado.

En la figura 8.10 se presentan las señales de aceleración registradas en los puntos 12 y 5. Se aprecia la amplificación que se tiene en la losa de concreto, particularmente al centro del claro del tablero de losa.

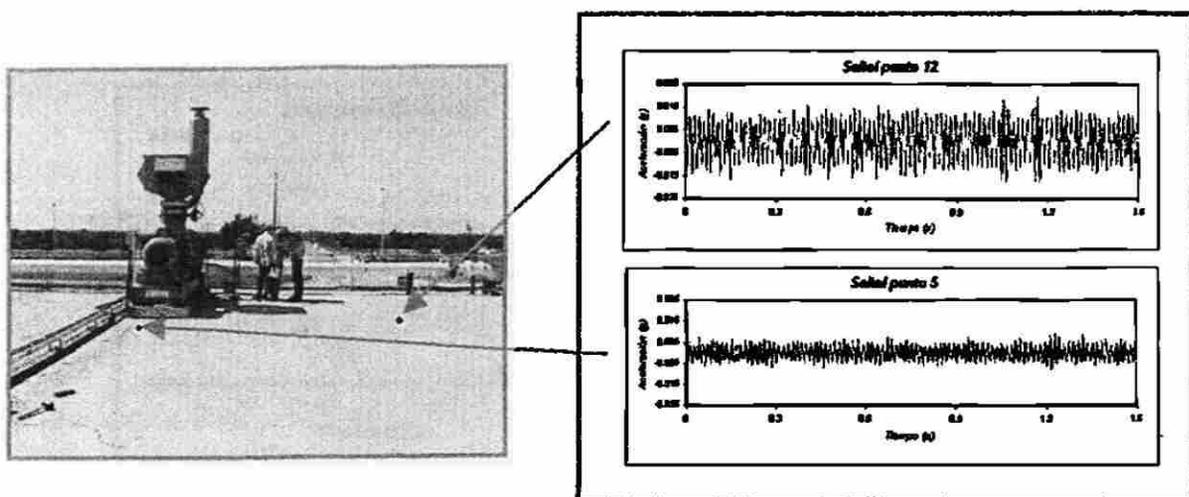


Fig. 8.10 Señales de aceleración de los puntos 12 y 5

En la figura 8.11 se muestran los espectros de Fourier (puntos 12 y 5) y las funciones de transferencia que se obtienen de sus cocientes. A partir del análisis de las funciones de transferencia es posible concluir que la losa de concreto presenta su modo fundamental de vibración en una frecuencia de 19 Hz, es decir, tres veces menor a la frecuencia de operación de la maquinaria.

Es interesante destacar que para 19 Hz, la amplificación que muestra la función de transferencia es de 10, el cual es un valor típico de una estructura de concreto con un amortiguamiento estructural del 5 por ciento del crítico. Lo anterior conduce a concluir que la maquinaria no se encuentra en condiciones de resonancia con la frecuencia fundamental de vibración de la losa adyacente. En la misma función de transferencia se aprecian crestas en el intervalo de 55 a 62 Hz, asociadas a modos superiores de vibración. Las amplitudes de la función de transferencia en ese intervalo muestran valores cercanos a 3, lo que confirma que la maquinaria excita modos superiores de vibración de la losa, por lo que se inducen amplificaciones como las mencionadas.

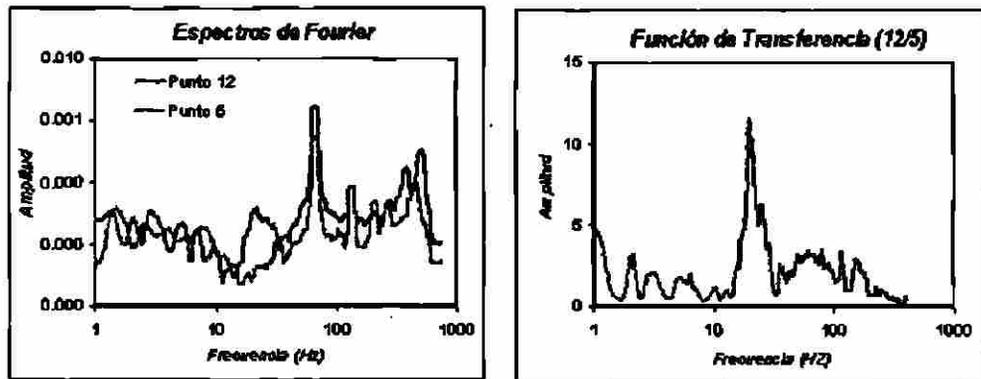


Fig. 8.11 Espectros de Fourier y “Función de Transferencia”

8.7 Modelo matemático de la losa de concreto

8.7.1 Descripción del modelo matemático

La losa de concreto sobre la cual se desplantan los equipos estudiados está estructurada por medio de una placa sólida, de 30 cm de espesor, apoyada en columnas de concreto, formando tableros de losa de 7 por 7 metros, aproximadamente. Además, se advierte la presencia de muros de concreto de 40 cm de espesor, sirviendo de apoyo a la losa perimetralmente, ubicados justo sobre el eje de la maquinaria, formando celdas de 21 por 42 metros, aproximadamente.

Con base en el sistema estructural de la losa de concreto, se consideró adecuado modelar matemáticamente la losa utilizando el método de elementos finitos, los cuales fueron discretizados por elementos tipo placa, de dimensiones en planta de 1.75 por 1.75 metros y de 30 cm de espesor. En la figura 8.12 se

muestra, en forma esquemática, el modelo matemático considerado para el análisis de la losa. Para el modelaje matemático del sistema estructural se utilizó el programa de computadora denominado SAP2000 (SAP2000, 1997), el cual es un software especializado en el análisis y diseño estructural, tanto para condiciones estáticas como dinámicas. En el apéndice B se desarrolla el cálculo de las fuerzas de desbalanceo.

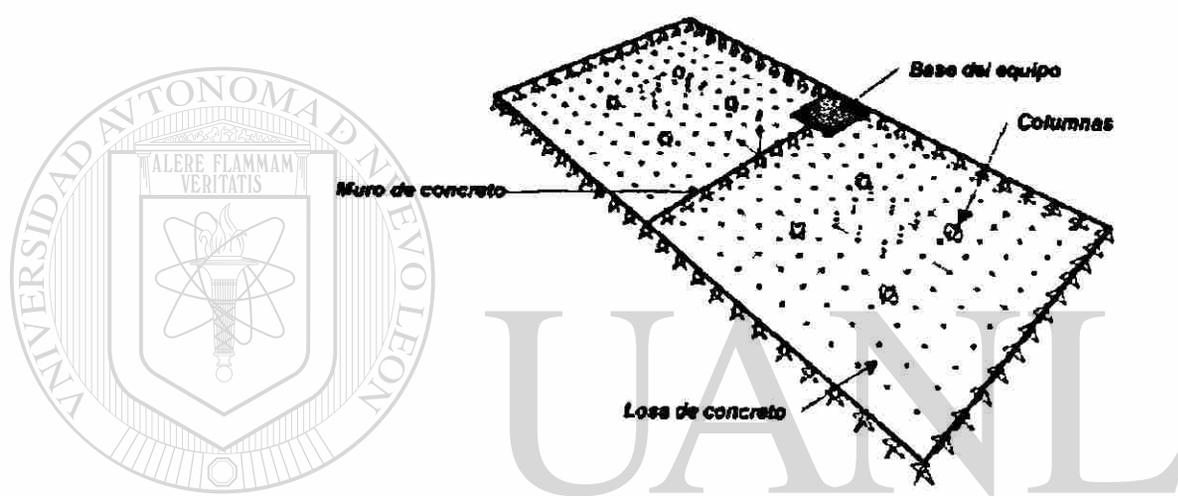


Fig. 8.12 Modelo matemático de la losa de concreto

8.7.2 Frecuencias naturales de vibración

Se determinaron las frecuencias naturales de vibración de la losa de concreto. Se calcularon sólo las primeras 100 frecuencias de vibración; ya que, en realidad, el sistema estructural (aún discretizado con placas de 1.75 por 1.75 metros) tiene un gran número de frecuencias naturales de vibración, debido a sus propiedades de rigidez y a que sus masas están uniformemente distribuidas en el plano de la losa.

La figura 8.13 muestra la configuración “modal” del modo fundamental del tablero de concreto adyacente a la maquinaria, con una frecuencia de 18.3 Hz, relacionado con el modo 20 del sistema estructural en su conjunto.

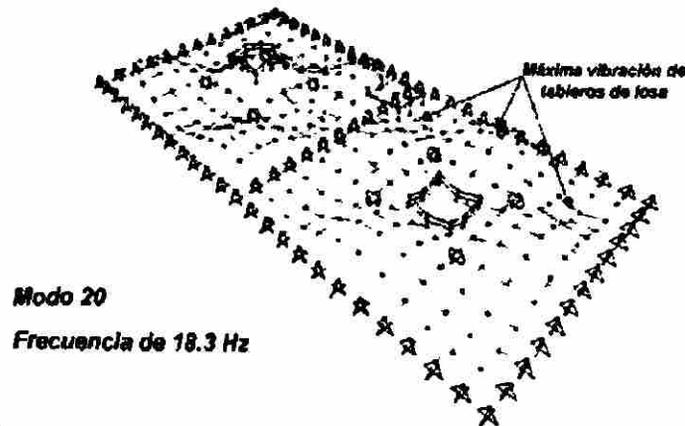


Fig. 8.13 Configuración del modo fundamental de vibrar del tablero de losa

En la figura 8.14 se muestra la configuración del modo 83, con una frecuencia de 60 Hz, con la cual teóricamente vibra el sistema cuando se excita por las vibraciones de la maquinaria. Se aprecia en la figura que el modo tiene, para el tablero adyacente a la maquinaria, ondulaciones modales que conducen a que el factor de amplificación no sea tan elevado como el que se presenta en el modo fundamental de vibración.

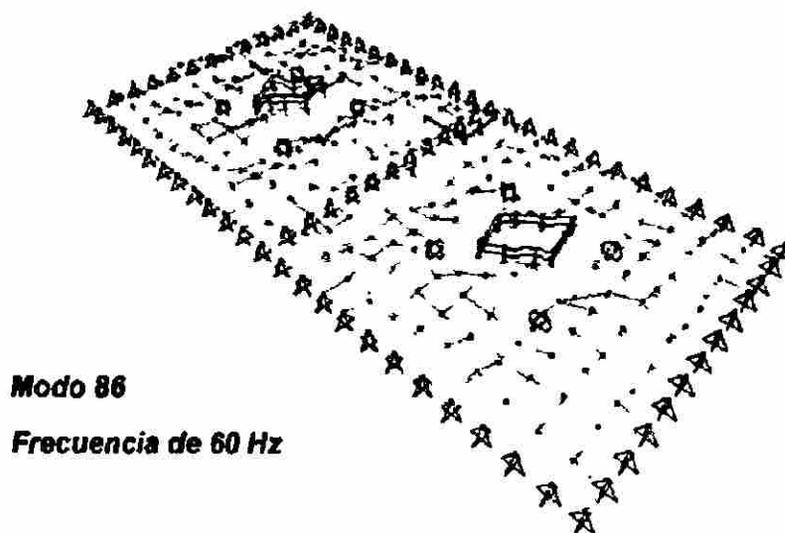


Fig. 8.14 Configuración de modo superior de vibrar de la losa

8.8 Análisis del estado límite de vibración

8.8.1 Criterio de control de vibraciones en la maquinaria

El fabricante de la maquinaria establece límites de vibración horizontal, vertical y axial, para asegurar el buen comportamiento de los componentes de la maquinaria. El manual de operación de la maquinaria establece el valor límite de vibración de 4.5 mm/s, con base en la velocidad de la partícula, en rms.

De acuerdo con los niveles de vibración detectados en la maquinaria, puede establecerse que todos los puntos cumplen un buen comportamiento, desde el punto de vista “vibración”.

Para disminuir la vibración que rebasa los límites admisibles, es altamente recomendable la realización de pruebas de ajuste de las arandelas y la

colocación de arandelas de material aislante entre la tuerca de acero y la base metálica de la maquinaria. También es importante colocar contratuercas y una manguera entre el ancla y el agujero de la base metálica, para evitar el contacto metal-metal, en cada una de las anclas.

8.8.2 Control de vibraciones en la estructura

Para evaluar el nivel de vibración presente en la losa de concreto, existen criterios plenamente aceptados por la práctica profesional especializada. La figura 8.15 muestra una gráfica que relaciona el nivel de vibración con respecto al comportamiento asociado; tanto de la maquinaria, la estructura de soporte y el nivel de confort que tienen los operarios del equipo.

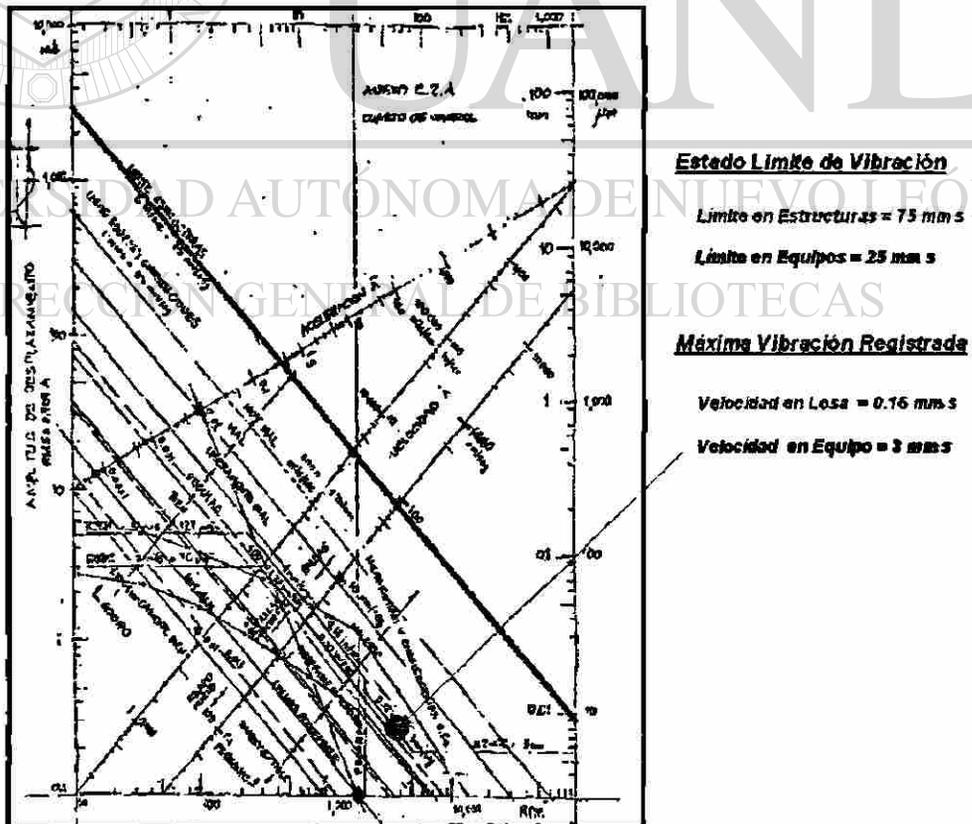


Fig. 8.15 Criterio de aceptación de vibraciones

En la figura se detecta un límite superior de velocidad de partícula de 75 mm/s para la estructura y de 25 mm/s para equipos y cimentaciones, de tal forma que el nivel de vibraciones que actualmente se tiene en la maquinaria y la losa de concreto se encuentran en intervalos adecuados de comportamiento. Lo anterior permite concluir que, en general, los niveles de vibración que se inducen por la operación de la maquinaria son adecuados, tanto para la maquinaria, como para la estructura, y para el confort de los operarios.

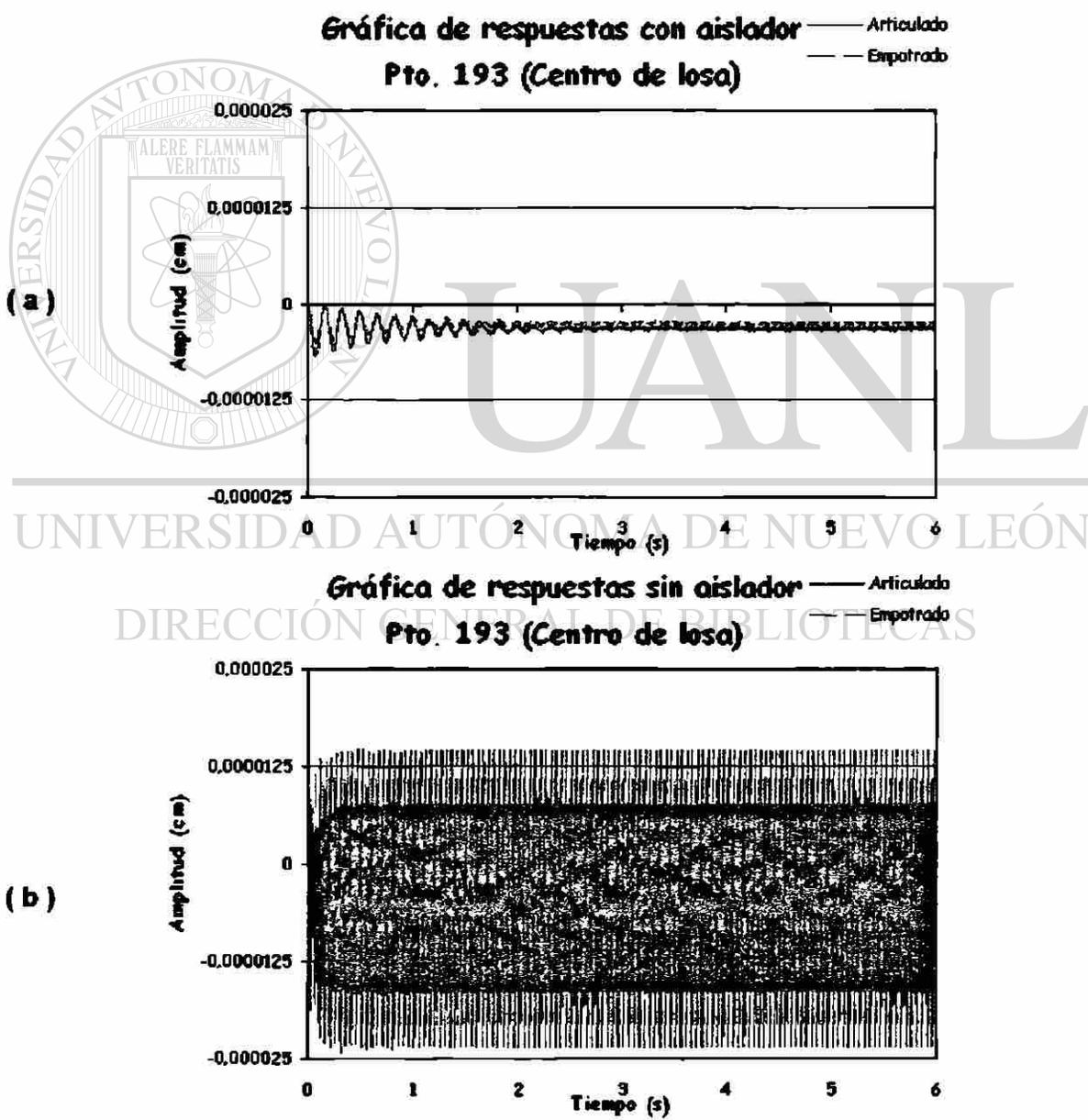


Fig. 8.16 Gráficas representativas de las respuestas
(a) Caso con aislador; (b) Caso sin aislador

8.9 Comentarios

Al analizar las respuestas para los casos con y sin aislador (figura 8.16a y b), obtenidas del modelo matemático, se puede concluir lo siguiente:

Se demuestra que el nivel de vibración que se registró en las mediciones, tanto en la maquinaria como en la losa de concreto, se ubica dentro de los límites admisibles sugeridos por el fabricante y los criterios de aceptación de vibración comúnmente utilizados en la práctica profesional. Se comprobó la eficiencia del sistema de aislamiento presente en la base de los equipos, debido a que se encontraron valores de transmisibilidad significativamente inferiores a la unidad.

Asimismo, se encontró que la vibración del equipo no se encuentra en resonancia con la frecuencia fundamental de vibración de la losa del tablero adyacente, aunque la losa sí provoca amplificaciones de vibración en modos superiores.

CAPÍTULO 9

CASO PRÁCTICO DE ESTUDIO II: REVISIÓN DE LOSA DE ENTREPISO PARA OPERACIÓN DE TURBINAS

9.1 Descripción del caso de estudio

Para ejemplificar el empleo práctico de los aisladores de base, se presenta este caso de estudio, donde se analiza un sistema de piso ubicado en una de las tantas fábricas que existen en esta entidad del Noreste del país.

Actualmente, sobre estas losas de concreto se encuentra operando un conjunto de equipos (motores, reductores y bombas de vacío) (figura 9.1).

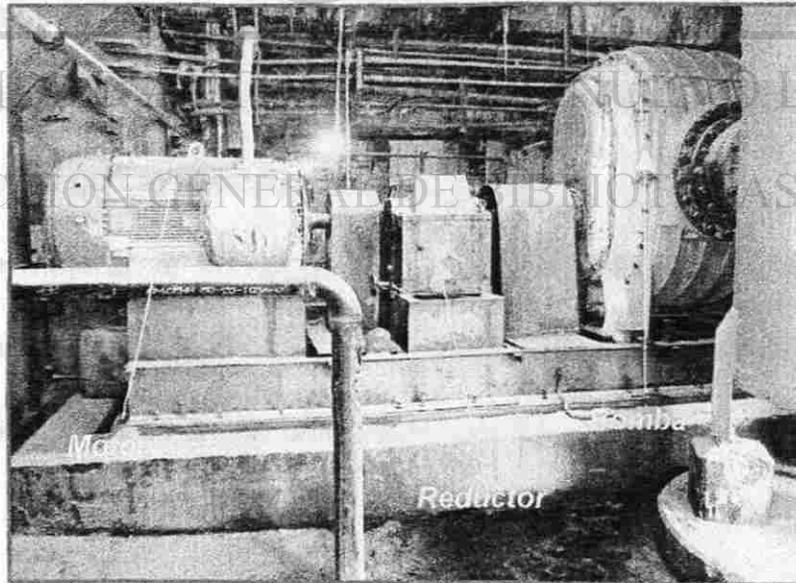


Fig. 9.1 Partes componentes del sistema actual

Las losas a estudiar se ubican en el 5^{to} piso del edificio en estudio. Estos equipos se encuentran ubicados en la parte externa del nivel mencionado anteriormente. En esta zona de estudio se ubican cuatro bombas de vacío, denominadas como Bombas # 1, # 2, # 3 y # 4.

Es importante resaltar que se estudió el comportamiento de las losas que soportan la maquinaria correspondiente a las bombas # 3 y # 4. En realidad, la maquinaria está compuesta por tres partes principales:

- **Los motores**, que funcionan a una velocidad de operación cercana a 1,800 rpm
- **Los reductores**, con velocidad de operación de 577 rpm
- **Las bombas de vacío**, con velocidad de operación de 577 rpm

Estos tres componentes se conectan a la losa mediante un bastidor de vigas de acero. Estos bastidores de acero se conectan, a su vez, a unos bastidores de vigas de concreto que forman parte de las losas.

Con el fin de mejorar la eficiencia de estos equipos, los motores van a ser sustituidos por turbinas de 4,500 rpm de velocidad de operación, por lo que la carga de las losas se verá incrementada por las velocidades de operación de las mismas.

9.2 Visitas iniciales de campo

Se realizaron dos visitas de campo, para reconocimiento de los tableros donde se ubican los equipos y para elaborar un levantamiento dimensional de los elementos estructurales que conforman la losa (distancias entre ejes, peraltes de losa, dimensiones de equipos, etc.). Las dimensiones registradas en el campo fueron cotejadas con las dimensiones plasmadas en los planos estructurales, confirmándose la mayoría de las dimensiones obtenidas. Con las dimensiones confirmadas de los elementos estructurales se elaboraron los modelos matemáticos, que fueron la base para la revisión de las losas estudiadas.

Durante la visita se encontró que solamente el equipo de la Bomba # 4 estaba en funciones, mientras que el equipo de la Bomba # 3 estaba fuera de servicio.

Algunos puntos a destacar de lo observado en estas visitas son:

a) El bastidor del equipo de la Bomba # 4 se encuentra apoyado directamente sobre el bastidor de vigas de concreto, sin la presencia de apoyos aislantes.

No se detectó la presencia de carga viva importante al momento de la visita.

b) El bastidor del equipo de la Bomba # 4 se encuentra apoyado sobre placas de neopreno, que sirven de aislamiento; las que, a su vez, se apoyan sobre un bastidor de vigas de concreto.

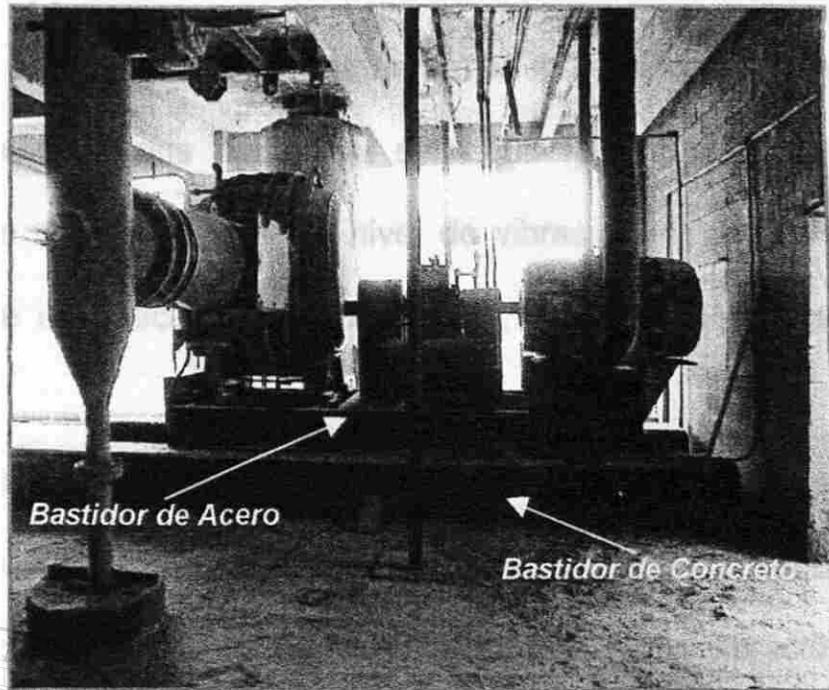


Fig. 9.2 Bastidores de acero y concreto de la maquinaria de la bomba # 4

9.3 Medición de amplitudes de vibración con motores actuales

Con el fin de determinar el nivel de vibración que actualmente se presenta en la maquinaria y en la losa de soporte, se llevó a cabo una serie de registros de vibración, en diferentes puntos de los equipos y de la losa. Las lecturas fueron registradas en un equipo portátil de adquisición de datos. Se tomaron vibraciones en los equipos relacionados con las Bombas # 2 y # 4, ya que la Bomba # 3 estuvo fuera de funcionamiento el día de las tomas de vibración.

Al examinar los niveles de vibración que se obtuvieron en las mediciones, se derivan los siguientes comentarios:

a) Los desplazamientos máximos obtenidos (cresta a cresta, en milésimas de pulgada) en la losa que soporta la Bomba # 2 son menores que 1 milésima de pulgada, en una frecuencia de 1,800 rpm, que es la velocidad de operación de la bomba. Este nivel de vibración indica que se encuentra dentro de un adecuado funcionamiento, de acuerdo con las gráficas de control.

b) En la Bomba # 2 se detectaron dos puntos que muestran un nivel de vibración de 10 y 12 milésimas de pulgada, ubicados en el equipo. Este nivel de vibración indica que se encuentra en un nivel de vibración inaceptable.

En particular, es altamente recomendable confirmar estos valores en el campo, y que, en caso de que se presenten de nuevo estas amplitudes, se proceda a planear un mantenimiento de balanceo del equipo correspondiente.

c) En la Bomba # 4 se detectó que el nivel de vibración en la losa y del equipo es menor que 0.6 milésimas de pulgada, a 525 rpm, que es la velocidad reducida en la que funcionan la bomba y el reductor. Este nivel de vibración indica que se encuentra dentro de un adecuado funcionamiento, de acuerdo con las gráficas de control.

d) En la Bomba # 4 se detectó sólo un punto con un valor de 1.40 milésimas de pulgada a 525 rpm, aunque este punto se ubica también en un intervalo adecuado de comportamiento.

9.4 Información de las turbinas a instalar

Las turbinas que van a instalarse, en sustitución de los motores, tienen los siguientes datos generales:

Turbina # 3. **Peso = 2,100 lbs**
Velocidad de operación mínima = 3,069 rpm (-15%)
Velocidad de operación media = 3,295 rpm
Velocidad de operación máxima = 3,791 rpm (+ 5%)

Turbina # 4. **Peso = 3,000 lbs**
Velocidad de operación mínima = 3,828 rpm (-15%)
Velocidad de operación media = 4,110 rpm
Velocidad de operación máxima = 4,729 rpm (+ 5%)

La figura 9.3 muestra una vista longitudinal de las turbinas y los reductores que deberán sustituir los equipos actuales. En la figura 9.3 se aprecia que la turbina y el reductor se desplantan sobre una placa rigidizadora de acero de 2 pulgadas; la cual, a su vez, debe conectarse al bastidor de acero de la maquinaria.

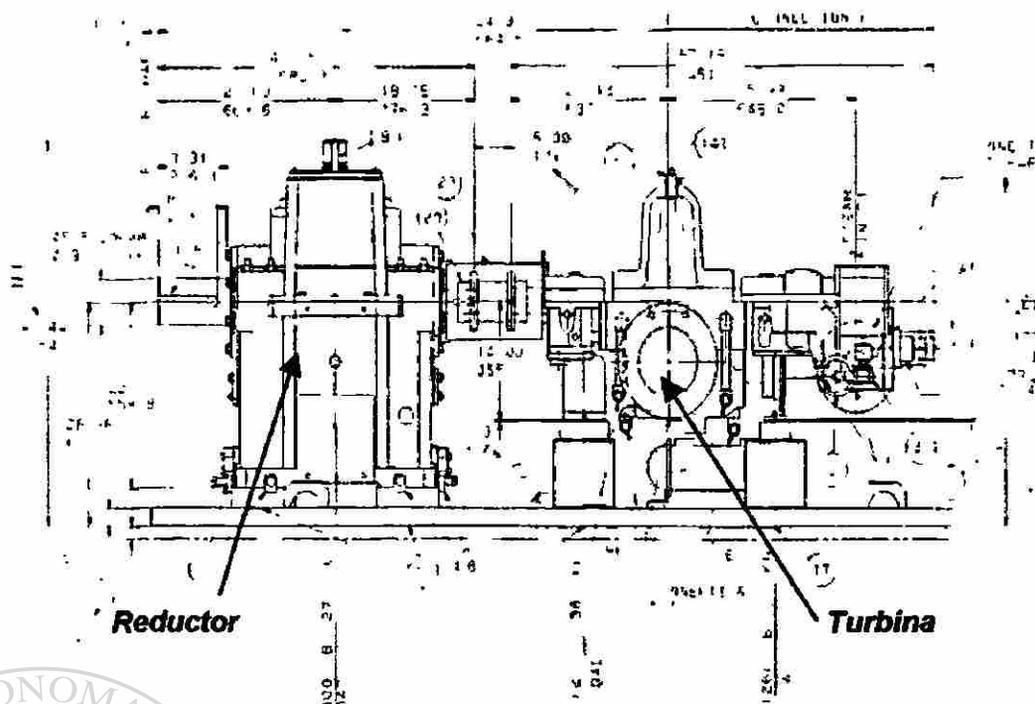


Fig. 9.3 Vista longitudinal de la turbina y el reductor

9.5 Modelo matemático para las turbinas # 3 y # 4

La losa de concreto sobre la cual se desplantan los equipos estudiados está estructurada por medio de una placa sólida de 15 cm de espesor, perimetralmente apoyada sobre vigas de concreto de 30 cm de ancho por 70 cm de peralte total, de acuerdo con los planos constructivos y la información de campo. Además, se advierte la presencia de un bastidor de vigas de concreto que sirve como soporte del bastidor de acero de la maquinaria. Las dimensiones generales de los tableros difieren ligeramente entre ellos, con valores aproximados de 5.50 m por 6.00 m. En la figura 9.4 se muestra un esquema general del modelo matemático utilizado.

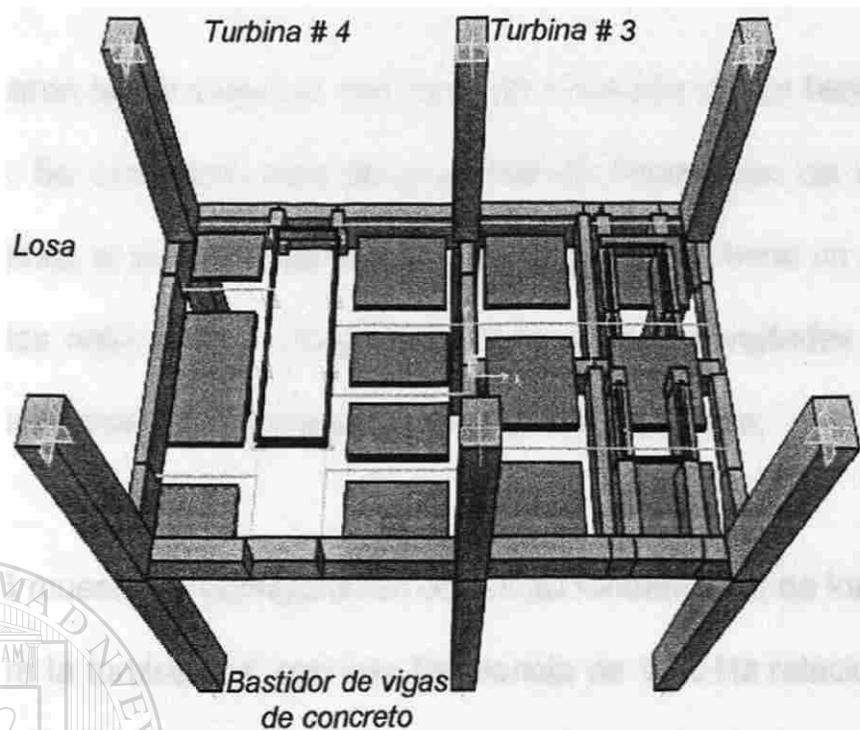


Fig. 9.4 Vista esquemática del modelo utilizado

Con base en el sistema estructural de la losa de concreto, se consideró adecuado modelar matemáticamente utilizando el método de elementos finitos, los cuales fueron discretizados por elementos tipo placa y tipo barra, Para el modelaje matemático del sistema estructural se utilizó el programa de computadora denominado SAP2000 (SAP2000, 1997), el cual es un software especializado en el análisis y diseño estructural, tanto para condiciones estáticas como dinámicas.

9.5.1 Frecuencias naturales de vibración

Se determinaron las frecuencias naturales de vibración de los tableros de losa de concreto. Se calcularon sólo las primeras 30 frecuencias de vibración; ya que, en realidad, el sistema estructural (aún discretizado) tiene un gran número de frecuencias naturales de vibración, debido a sus propiedades de rigidez y sus masas uniformemente distribuidas en el plano de la losa.

La figura 9.5 muestra la configuración del modo fundamental de los tableros de concreto para la turbina # 4, con una frecuencia de 13.3 Hz relacionado con el primer modo de vibrar del sistema de piso conformado por la losa, el bastidor de concreto y las vigas perimetrales.

En la figura 9.6 se presenta la forma modal de la primera frecuencia de vibración del tablero donde se ubicará la turbina # 3, con una frecuencia de vibración de 16.8 Hz. En las figuras 9.5 y 9.6 se observa que los modos de vibración de los tableros no están acoplados mutuamente, por lo que prácticamente vibran independientemente en el dirección vertical.

Estas dos frecuencias propias de vibración (13.3 Hz y 16.8 Hz) se encuentran suficientemente alejadas de la frecuencia media de operación de las turbinas (66 Hz), lo que constituye un buen indicador de que no se presentarán condiciones de resonancia con los modos fundamentales de vibración de sistema de piso.

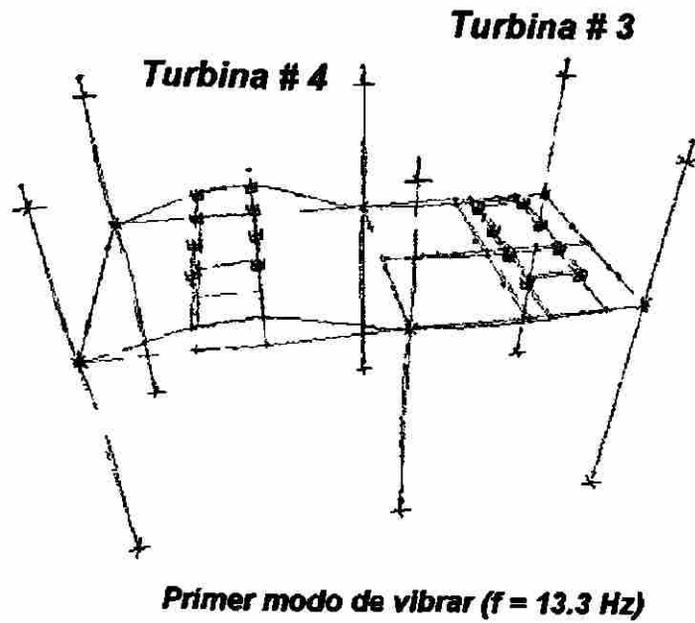


Fig. 9.5 Modo fundamental del tablero para turbina # 4

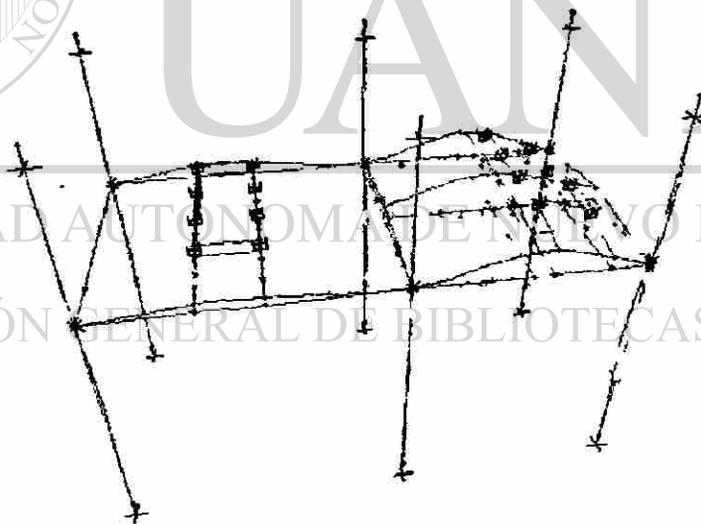


Fig. 9.6 Modo fundamental del tablero para turbina # 3

Sin embargo, se realizó un análisis de la vibración para las tres velocidades de operación de cada turbina. A continuación se presentan los cálculos de las

fuerzas de desbalanceo máximo que teóricamente se pueden manifestar por el funcionamiento de las maquinarias. En el Apéndice C se muestra el cálculo de las fuerzas de desbalanceo.

9.5.2 Análisis, paso a paso, de la vibración

Con el fin de evaluar la respuesta dinámica de los tableros ante las cargas provocadas por la operación de la maquinaria, en condiciones de máximo desbalanceo, se realizó un análisis, paso a paso, utilizando los modelos matemáticos generados con el programa SAP2000.

Para cada uno de los tableros se estudiaron los siguientes casos:

- **Caso I.** Análisis de la vibración con motores actuales.

- **Caso II.** Análisis de la vibración con turbina, con velocidad mínima.
- **Caso III.** Análisis de la vibración con turbina, con velocidad media.[®]
- **Caso IV.** Análisis de la vibración con turbina, con velocidad máxima.

Estos cuatro casos se estudiaron para la condición de maquinaria, sin presencia de aislamiento de base y considerando un aislamiento de base de tipo neopreno, con una frecuencia correspondiente de 5 Hz. En el Apéndice C se muestran las respuestas de desplazamiento vertical, obtenidas con el modelo matemático para cada uno de los casos descritos. En las gráficas se desglosan

los tres componentes de la respuesta de la maquinaria (turbina o motor, reductor y bomba), así como la gráfica que corresponde a la respuesta total.

Es importante resaltar que a cada componente de la respuesta le corresponde una velocidad de operación específica, por lo que la respuesta total contiene la combinación de la vibración ocasionada por la turbina ($\approx 4,500$ rpm) más la ocasionada por el reductor y la bomba (≈ 570 rpm). En la tabla 2 del Apéndice C se resumen las máximas amplitudes de vibración obtenidas en el análisis.

Es importante distinguir que los desplazamientos máximos permisibles, según los criterios adoptados en la práctica profesional especializada, para velocidades de operación de 4,500 rpm son:

- Comportamiento excelente: Inferiores a 0.20 mils
- Comportamiento bueno: De 0.20 a 0.42 mils
- Comportamiento aceptable: De 0.42 a 0.90 mils
- Comportamiento malo: De 0.90 a 2.40 mils
- Comportamiento muy malo: Superiores a 2.40 mils

9.5.3 Respuesta de la maquinaria, en condiciones actuales

Se determinaron las siguientes amplitudes máximas de desplazamiento (pico a pico, en milésimas de pulgada) al centro de los tableros, presentado los siguientes valores:

- **Turbina # 3.** Desplazamiento = 0.262 mils
- **Turbina # 4.** Desplazamiento = 0.866 mils

Al comparar el valor de desplazamiento máximo, en condiciones de máximo desbalanceo, para la turbina # 4 (0.866 mils), con los valores obtenidos experimentalmente (inferiores a 0.6 mils), se puede concluir que la maquinaria actual no se encuentra en condiciones de su máximo desbalanceo.

9.5.4 Respuesta de la maquinaria con turbinas

La respuesta máxima estacionaria, encontrada al centro del tablero (pico a pico, en milésimas de pulgada), para la maquinaria nueva sin aislamiento es:

Maquinaria sin aislamiento de base

Turbina # 3.	Velocidad mínima:	desplazamiento = 2.598 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.394 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.157 mils
Turbina # 4.	Velocidad mínima:	desplazamiento = 0.551 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.315 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.394 mils

Maquinaria con aislamiento de base

Turbina # 3.:	Velocidad mínima:	desplazamiento = 0.262 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.157 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.059 mils
Turbina # 4.	Velocidad mínima:	desplazamiento = 1.100 mils
	Velocidad media:	desplazamiento = 0.157 mils
	Velocidad máxima:	desplazamiento = 0.071 mils

En el Apéndice C se muestran las respectivas gráficas de control.

Se detecta que para la turbina # 4, los desplazamientos verticales, aún para condiciones de máximo desbalanceo y sin aislamiento, se ubican en el intervalo de excelente a aceptable. De acuerdo con estos valores, se concluye que no es necesario ni recomendable el empleo de aislamiento de base en esta turbina.

Sin embargo, para la turbina # 3, el desplazamiento vertical para la velocidad mínima sobrepasa el límite permisible, si no se usa aislamiento. Para las velocidades de operación media y máxima, la turbina # 3 presenta condiciones de desplazamiento dentro de las permisibles, aún sin aislamiento.

Para resolver el problema de vibración que tiene la turbina # 3, se recomienda lo siguiente:

- a) El empleo de aislamiento de base; de hecho, en las condiciones actuales la maquinaria ya posee aislamiento, por lo que solamente se requiere darle el mantenimiento respectivo a este sistema de apoyo.

- b) En caso de eliminarse el sistema de aislamiento actual, se recomienda programar un sistema de monitoreo periódico, para controlar el desbalanceo de este equipo dentro de límites aceptables, sobre todo si la maquinaria va a operar en velocidad mínima.

Considerando la magnitud de estos valores, es posible concluir que, aún para condiciones de máximo desbalanceo, la respuesta de los tableros se ubica dentro de los límites permisibles, para velocidades de operación de 4,500 rpm.

9.6 Comentarios

De acuerdo en las actividades desarrolladas en este estudio se concluye que:

- a) El nivel de vibración que tendrán las losas, debido al funcionamiento de las turbinas # 3 y # 4, se ubica dentro de los límites permisibles recomendados.

No se considera necesario un reforzamiento de los tableros.

- b) En la maquinaria asociada en la turbina # 4 no se requiere el uso de aislamiento de base. Sin embargo, para la turbina # 3 y en caso de que opere con la velocidad mínima, se debe controlar periódicamente el nivel de desbalanceo presente; ya que se pueden presentar amplitudes que se ubiquen en niveles no recomendados de funcionamiento. Para el caso de la turbina # 3, es recomendable darle mantenimiento al aislamiento de base actual, ya que éste mejora notablemente el comportamiento dinámico del sistema.

CONCLUSIONES

Tomando como base los objetivos y metas planteados en esta tesis, así como los principales resultados obtenidos durante su desarrollo, es posible concluir lo siguiente:

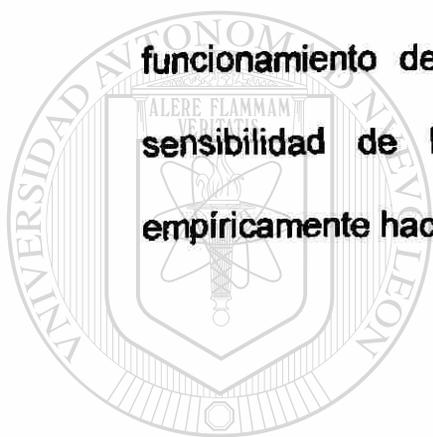
a) Debe siempre diseñarse un sistema de aislamiento para que su funcionamiento sea eficiente, asegurando que sus propiedades dinámicas se ubique en la *región o zona de aislamiento*, procurando que la frecuencia de operación de la maquinaria sea, por lo menos, tres veces mayor que la frecuencia natural del conjunto aislador-sistema de soporte. No siempre es recomendable el uso de los aisladores, ya que un mal diseño puede perjudicar en vez de beneficiar a la estructura.

b) Los métodos desarrollados en esta tesis han demostrado que el empleo de aisladores en la base de maquinarias puede ser factible y eficiente, debido a que los valores obtenidos del modelo matemático se comportan de manera similar a los obtenidos en el campo.

c) Es importante destacar la importancia de utilizar programas de cómputo especializados para el análisis y diseño estructural de los sistemas de soporte de maquinaria, ya que se obtienen resultados más aproximados que

al realizar únicamente cálculos a mano. El alto costo de las reparaciones de las estructuras de soporte de las maquinarias derivados de un mal diseño estructural, justifican ampliamente el uso de estos softwares especializados.

d) Por último, se concluye que es altamente recomendable el continuar con el desarrollo de investigaciones y estudios científicos sobre los criterios de aceptación de los niveles de vibración de maquinaria, debido a que los criterios actuales sólo se consideran ciertas variables tanto del funcionamiento de la maquinaria, de la estructura de soporte y de la sensibilidad de los operarios, además de que fueron establecidos empíricamente hace aproximadamente cuarenta años.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

REFERENCIAS

- Arya, O'Neill, Pincus, 1979, Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines, Gulf Publishing Company, USA.
- Baran, 1987, Finite Element Analysis on Microcomputer, Mc Graw Hill, USA.
- Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, 2001, Elementos de Máquinas y Vibraciones,
http://www.imem.unavarra.es/EMyV/pdfdoc/vib/vib_introduccion.pdf
- Estupiñan, Saavedra, 2001, Técnicas de Diagnóstico Para el Análisis de Vibraciones de Rodamientos,
<http://www.datastream.net/latinamerica/mm/articulos/5tecnicas.asp>
- González, Grajales, Martínez, 2002, Sistema de Aislamiento de Base para Estructuras de Soporte de Maquinaria Rotatoria, Memorias de XIII Congreso Nacional de Ingeniería Estructural, Puebla Pue. Pp. 779 – 785.
- Hurtado, Charray, 1999, Toma de Datos en el Año 2000,
<http://www.predycsa.com/Articulos/Articulos.htm>
- Hurtado, 1999, Datos de Vibración Triaxiales,
<http://www.predycsa.com/Articulos/Articulos.htm>
- Juárez, 1998, Estudio Analítico de los Efectos Causados por el Aislamiento de las Vibraciones en Cimentaciones para Maquinaria Industrial. Monterrey, N.L., Tesis de Maestría de la UANL.
- Masterson, 2002, The Basics of Vibration Isolation Using Elastomeric Material,
<http://www.earsc.com/engineering/vibration/isolation.phtml>
- Mayor, 1980, Dynamics in Civil Engineering, Vol. I. Akadémiai Kiadó.
- Mayor, 1980, Dynamics in Civil Engineering, Vol. III. Akadémiai Kiadó.
- Prakash, Puri, 1976, Foundations for Machines: Analysis and Design, John Wiley and Sons.

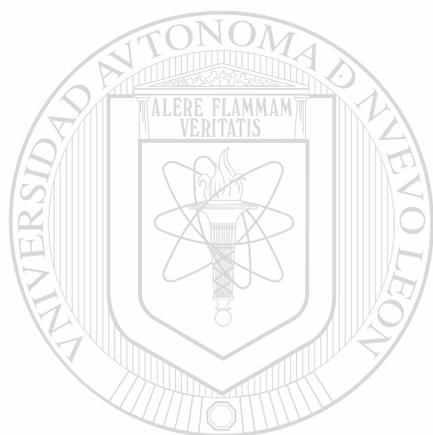
SAP2000 Ver. 6.11, 1997, Integrate Finite Element Analysis and Design of Structure, A Publication Computer and Structures Inc., Berkeley, California.

Sarmiento, Urbina, Castro, 2000, Mantenimiento Predictivo de Generadores Síncronos,
<http://fiec.uni.edu.pe/838008D/home.htm>

Srinivasulu, Vaidyanathan, 1977, Handbook of Machine Foundations,
Tata Mc Graw Hill.

Steidel, 1981, Introducción al Estudio de las Vibraciones Mecánicas, C.E.C.S.A.

Vera, 2000, Algunos Tipos de Vibración,
<http://www.guemisa.com/articul/pdf/algunostipos%20de%20vibracion.pdf>

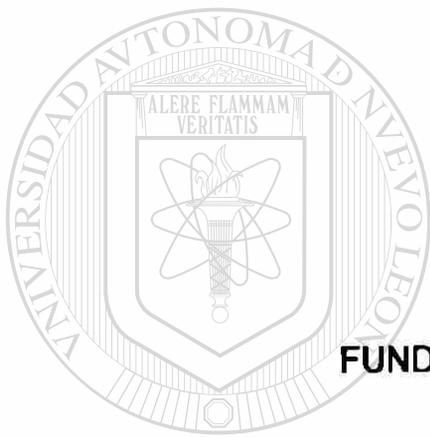


UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



APÉNDICE A

FUNDAMENTOS DE DINÁMICA ESTRUCTURAL

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Resonancia. Cualquier sistema físico tiene una frecuencia característica que es propiamente conocida como “frecuencia natural”. Esta se define como la frecuencia en la cual el sistema debería vibrar cuando está sujeta a vibración libre. Como la frecuencia de operación de la maquinaria se aproxima a la frecuencia natural de la cimentación, la amplitud tiende a ser grande. El sistema se dice que está en “resonancia” cuando dos frecuencias llegan a ser igual. En resonancia, se encuentran además las amplitudes excesivas y se pueden presentar grandes asentamientos.

En el diseño de una cimentación de maquinaria, un criterio importante es evitar la resonancia para que las amplitudes de vibración no sean excesivas. La ocurrencia de la resonancia puede matemáticamente explicarse considerando un simple caso de un sistema de un grado de libertad.

En un estudio dinámico pueden existir diversos tipos de movimientos los cuales se pueden solucionar partiendo de condiciones muy similares, una manera sencilla de empezar es con un modelo simple como es el caso de un sistema de un grado de libertad (figura 3.7) y suponiendo además que la parte derecha igualada a la ecuación de equilibrio dinámico tenga un valor de cero. Por lo anterior, se puede partir de lo siguiente:

a) *Vibración Libre*

Imagine un sistema cuya masa se mueve con una velocidad inicial V . La ecuación del movimiento para vibración libre del sistema es:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = 0 \quad (a-1)$$

Fuerza de inercia
Fuerza de amortiguamiento
Fuerza del resorte

En la ecuación (a-1), y denota el desplazamiento, \dot{y} la velocidad y \ddot{y} la aceleración de la masa. El término a la derecha de la igualdad es cero, entonces se dice que no hay fuerza externa durante la vibración del sistema.

La solución de la ecuación (a-1) puede escribirse como:

$$y = a_d e^{-ct/2m} \operatorname{sen} \sqrt{\frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m^2}} t \quad (a-2)$$

Donde a_d es una constante la cual representa el máximo desplazamiento y es conocida como “amplitud libre” del sistema de amortiguamiento. La frecuencia de oscilación ω_{nd} es dada por:

$$\omega_{nd} = \sqrt{\frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m^2}} \quad (a-3)$$

Donde ω_{nd} denota la frecuencia natural de amortiguamiento de un sistema de un grado de libertad.

Para obtener la amplitud libre a_d , las condiciones iniciales en el tiempo donde el movimiento se inicializo, debería considerarse, esto es cuando $t = 0$, $y = 0$ y $\dot{y} = V$.

Sustituyendo

$$a_d = \frac{V}{\sqrt{\frac{k}{m} - \frac{c^2}{4m^2}}} \quad (\text{a-4})$$

Sustituyendo $c_c = 2\sqrt{km}$ donde c_c es llamado el "amortiguamiento crítico" y $c/c_c = \xi$, donde ξ es llamada la "razón de amortiguamiento", las ecuaciones dadas en (a-3) y (a-4):

$$\omega_{nd} = \sqrt{\frac{k}{m}} \sqrt{1 - \xi^2} \quad (\text{a-5})$$

$$y \quad a_d = \frac{V}{\sqrt{\frac{k}{m}(1 - \xi^2)}} \quad (\text{a-6})$$

Las ecuaciones (a-5) y (a-6) dan la "frecuencia natural amortiguada" y la "amplitud libre amortiguada" de un sistema de un grado de libertad.

Corolario: Si el amortiguamiento es despreciado, $c = 0$, o $\xi = 0$. Sin el sufijo "d" denota el caso sin amortiguamiento, ecuaciones (a-5) y (a-6) reducidas por:

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

$$a = V \sqrt{\frac{m}{k}} \quad (\text{a-8})$$

b) Vibración Forzada

Al sistema mostrado en la figura 3.7 se sujetara a una fuerza de excitación armónica $P_0 \text{ sen } \omega_m t$. Dependiendo del tipo de excitación, los dos casos serán considerados – un caso en el cual la amplitud de la excitación es constante y la otra en la cual la amplitud es proporcional al cuadrado de la frecuencia de operación circular ω_m .

i. Fuerza de Excitación Constante

La amplitud de la fuerza de excitación (P_0) es constante, esto es, independiente de la frecuencia de la fuerza en este caso.

La ecuación de movimiento de un sistema amortiguado de un grado de libertad sujeto a una fuerza de excitación puede ser escrita como:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = P_0 \text{ sen } \omega_m t \quad (\text{a-9})$$

Fuerza de inercia	Fuerza de amortiguamiento	Fuerza del resorte	Fuerza de Excitación
-------------------	---------------------------	--------------------	----------------------

donde P_0 es la amplitud de la fuerza de excitación.

Bajo fuerza de excitación estacionaria, el sistema tiene tendencia a vibrar con una frecuencia de operación ω_m . La solución de la ecuación (a-9) bajo condiciones estacionarias (despreciando la parte transitoria correspondiente a la vibración libre) pudiera, por lo tanto, expresarse como:

$$y = a_d \sin(\omega_e t + \alpha) \quad (\text{a-10})$$

donde a_d es la amplitud y α es la diferencia de fase entre la fuerza de excitación y el desplazamiento.

Sustituyendo la ecuación (a-10) en la ecuación (a-9) y resolviendo la siguiente expresión para a_d y α se obtiene:

$$a_d = \frac{P_0}{\sqrt{(k - m\omega_e^2)^2 + c^2 \omega_e^2}} \quad (\text{a-11a})$$

$$\tan \alpha = \frac{c\omega_e}{k - m\omega_e^2} \quad (\text{a-11b})$$

Sustituyendo

$$\omega_e^2 = k/m, \quad \xi = c/(2\sqrt{km}) \text{ y} \quad \beta = \omega_e/\omega_n$$

Las ecuaciones (a-11a) y (a-11b) se reducen a:

$$a_d = \frac{P_0}{k\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\beta\xi)^2}} \quad (\text{a-12a})$$

$$\tan \alpha = \frac{2\beta\xi}{1 - \beta^2} \quad (\text{a-12b})$$

Sustituyendo $P/k = y_{st}$, el desplazamiento estático de la ecuación (a-12a) se escribe como:

$$y = y_{st} \mu \quad (\text{a-13a})$$

donde
$$\mu = \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\beta\xi)^2}} \quad (\text{a-13b})$$

Aquí μ es llamado "factor de amplificación dinámica". La figura 1a muestra la variación de μ con β (ecuación a-13b) para diferentes valores de ξ .

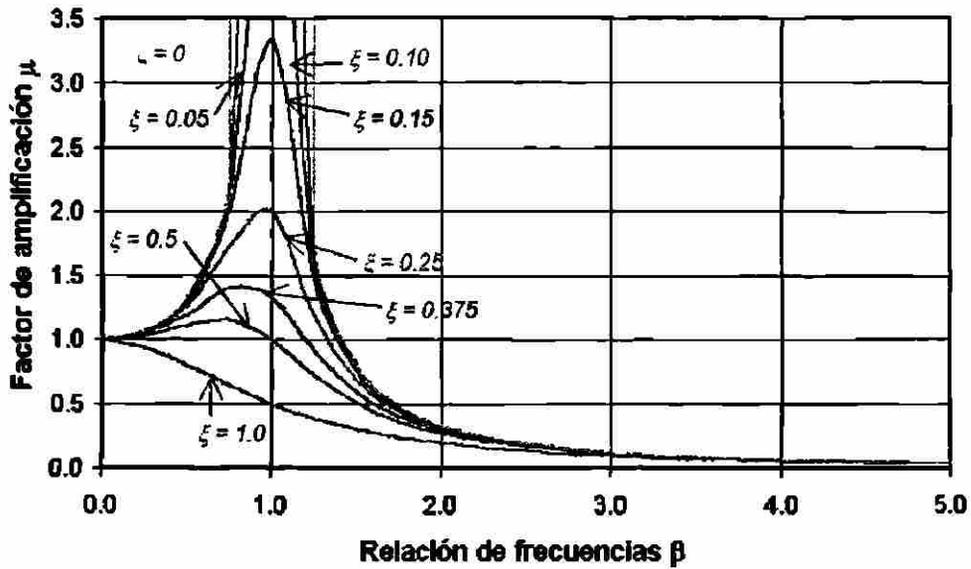


Fig. 1a Respuesta de un Sistema de un Grado de Libertad Bajo una Fuerza de Excitación Constante

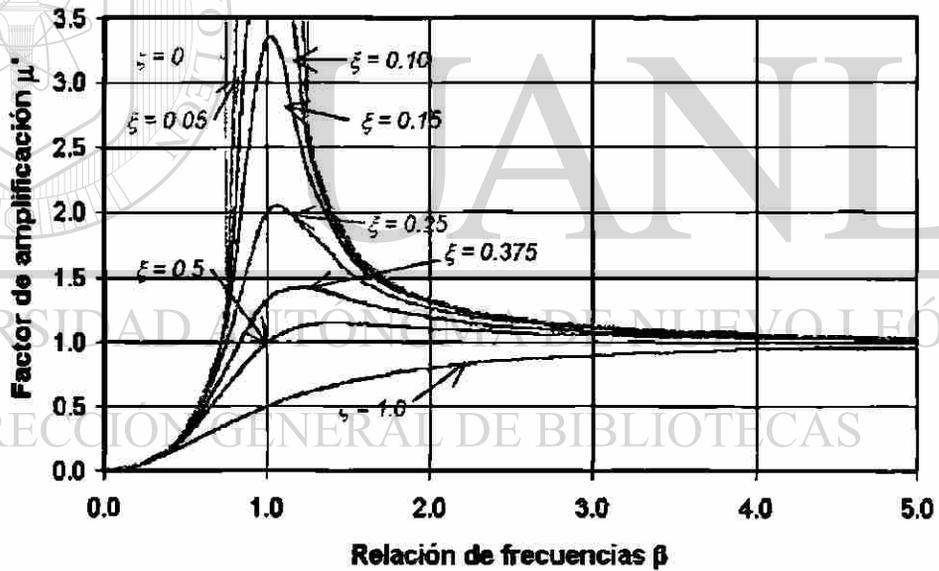


Figura 1b Respuesta de un Sistema de un Grado de Libertad Bajo una Excitación Tipo Masa Rotatoria

ii. *Excitación Tipo Masa Rotatoria*

La fuerza de excitación P en el caso de reciprocantes o desbalanceadas, excitación tipo masa rotatoria es de la forma:

$$P = (m\epsilon\omega^2 e) \text{sen}\omega t \tag{a-14}$$

donde m_e es la masa rotatoria recíprocante o desbalanceada, e denota el desplazamiento en el caso de tipo recíprocante y la excentricidad de la masa desbalanceada en el caso de mecanismos tipo rotatorio, y ω_e es la frecuencia del movimiento. La amplitud de la fuerza de excitación $P_0 (= m_e e \omega_e^2)$ en este caso es directamente proporcional al cuadrado de la frecuencia de operación ω_e .

La ecuación de movimiento para un sistema de un grado de libertad, sujeto a este tipo de fuerza de excitación se escribe como:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = (m_e e \omega_e^2) \text{sen} \omega_e t \quad (\text{a-15})$$

Sustituyendo a $P_0 = m_e e \omega_e^2$ en la ecuación (a-11a), la solución llega a ser:

$$a_d = \frac{m_e e \omega_e^2}{\sqrt{(k - m \omega_e^2)^2 + c^2 \omega_e^2}} \quad (\text{a-16})$$

Sustituyendo $\omega_n^2 = k/m$; $\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ y $\beta = \omega_e/\omega_n$

Las ecuaciones (a-16) dan:

$$\frac{a_d}{m_e e/m} = \beta^2 \frac{1}{\sqrt{(1 - \beta^2)^2 + (2\beta\xi)^2}} \quad (\text{a-17})$$

$$\text{o} \quad \mu' = \beta^2 \mu \quad (\text{a-18})$$

donde μ' es el "factor de amplificación" definida por término de la izquierda de la ecuación (a-17); μ es el factor de amplificación para el caso correspondiente de una fuerza de excitación constante ecuación (a-13 b). La figura 1b muestra la variación de μ' contra β ecuación (a-18) para diferentes valores de ξ .

La expresión para α es la misma que la dada en la ecuación (a-12 b).

Corolario: Cuando el amortiguamiento en el sistema es despreciado, esto es, $c = 0$ o $\xi = 0$, entonces:

$$\mu = \frac{1}{1 - \beta^2} \quad \text{para fuerza de excitación constante} \quad (\text{a-19a})$$

$$\mu' = \frac{\eta^2}{1 - \beta^2} \quad \text{excitación tipo masa rotatoria} \quad (\text{a-19b})$$

Cuando $\beta = 1$, ambos μ y μ' llegan a infinito. Esto enmarca la zona de "resonancia". En la práctica, la amplitud de la resonancia será finita debido a que el amortiguamiento se presenta de manera inherente en cualquier sistema físico. Esto, sin embargo, es deseable para asegurar el diseño de cualquier carga dinámica en la estructura que el valor de la relación o razón de

frecuencias β , esta alejada de la unidad. De acuerdo a la IS:2974 (Pt. I), el rango de trabajo para la relación de frecuencias β , esta dada por la inecuación:

$$1.4 < \beta < 0.5 \quad (a-20)$$

Las figuras 1a,b muestran la relación de amplitud-frecuencia contra vibración de amortiguamiento-fuerza del sistema masa-resorte bajo la acción de un tipo de fuerza constante y un tipo de excitación masa rotatoria.

Como puede verse en las gráficas, las curvas de los dos casos son similares en apariencia. Pero se nota, sin embargo, que el pico de resonancia para valores graduales de incremento del amortiguamiento disminuye para el valor de $\beta = 1$. El comportamiento de las gráficas anteriores muestran, que para el caso de fuerza de excitación constante una vez ocurrido el pico, decrece más rápidamente que para el caso de fuerza de excitación tipo masa rotatoria; de hecho para el primer caso los valores de β tienden a 0 y no así para el segundo caso los cuales tienden a 1.

La expresión de frecuencia de resonancia y las amplitudes para el amortiguamiento viscoso para un sistema de un grado de libertad y los dos casos se muestran en la tabla 1.

Tabla 1
Relaciones para un Sistema de un Grado de Libertad

	Fuerza de excitación constante	Tipo de excitación masa rotatoria
Frecuencia de resonancia	$f_n \sqrt{1-2\xi^2}$	$f_n \frac{1}{\sqrt{1-2\xi^2}}$
Amplitudes de frecuencias f	$\frac{P_0}{k} \left[\frac{1}{(1-\beta^2)^2 + (2\beta\xi)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$	$\frac{m\epsilon\omega}{m} \beta^2 \left[\frac{1}{(1-\beta^2)^2 + (2\beta\xi)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$
Vibración de máxima amplitud	$\frac{P_0}{k} \frac{1}{2\xi} \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}}$	$\frac{m\epsilon\omega}{m} \frac{1}{2\xi} \frac{1}{\sqrt{1-\xi^2}}$

Donde

Frecuencia natural sin amortiguamiento $(f_n) = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$

Relación o razón de amortiguamiento $(\xi) = c/c_c$

Amortiguamiento crítico $(c_c) = 2\sqrt{km}$

$$[K] = \begin{pmatrix} k_1+k_2 & -k_2 & \dots & 0 \\ -k_2 & k_2+k_3 & & -k_3 \dots 0 \\ \dots & & & \\ \dots & & & \\ \dots & & & k_n \end{pmatrix} \quad (a-25)$$

Sustituyendo $y_1=a_1 \text{ sen } \omega t$, $y_2=a_2 \text{ sen } \omega t$ y entonces, en la ecuación (a-22) y simplificando:

$$\{[K] - [M]\omega^2\} \{A\} = 0 \quad (a-26)$$

donde

$$\{A\} = \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \dots \\ \dots \\ a_n \end{pmatrix} \quad (a-27)$$

El problema algebraico representado por la ecuación (a-26) es llamado la "matriz del problema del eigen valor". También se le llama "real problema del eigen valor" para distinguirlo del valor propio complejo obtenido cuando la matriz de amortiguamiento es también considerada en la ecuación de movimiento ecuación (a-21). La ecuación (a-26) representa las ecuaciones homogéneas (la parte derecha de la ecuación es cero), las condiciones para obtener una solución no trivial ha sido determinada por los coeficientes del lado izquierdo de la ecuación del sistema tendría a desvanecerse. Esto da la relación en forma general:

$$[K] = \begin{pmatrix} k_{11} - m_1\omega^2 & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} - m_2\omega^2 & & k_{2n} \\ \dots & & & \\ \dots & & & \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nn} - m_n\omega^2 \end{pmatrix} = 0 \quad (a-28)$$

La ecuación (a-28) es la expansión dada para n raíces para ω^2 , ω_1^2 , ω_2^2 , ω_n^2 tal que $\omega_1^2 < \omega_2^2 < \dots < \omega_n^2$.

La frecuencia natural fundamental es ω_1 y $\omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$ son frecuencias de orden superior de un sistema de múltiples grados de libertad. Los términos $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$ son también llamados los "eigen valores" de el sistema.

Sustituyendo cada valor de ω^2 a la vez en el sistema de ecuaciones, se puede evaluar los valores relativos de a_1, a_2, \dots, a_n . Puede notarse que los valores absolutos de a_1, a_2, \dots, a_n . No pueden obtenerse de las ecuaciones si son homogéneas. Existen diferentes métodos disponibles para la solución de los problemas de eigen valores. Existen programas de computadoras disponibles para resolver los problemas de los eigen valores implicando matrices muy grandes, debido a que sería imposible hacer los cálculos a mano. Si $\{V_r\}$ denota al vector columna con los componentes relativos $a_1^r, a_2^r, \dots, a_n^r$ correspondiendo al valor ω_r (r^{th} eigen valor) entonces $\{V_r\}$ es llamado el eigen vector (también llamado vector modal o forma modal) correspondiente al eigen valor ω_r .

Las siguientes relaciones de importancia, conocidas como "condiciones de ortogonalidad de eigen vectores" serán útiles:

$$\{V_r\}^T [K] \{V_s\} = 0 \quad (\text{a-29a})$$

$$\text{y} \quad \{V_r\}^T [M] \{V_s\} = 0 \quad (\text{a-29b})$$

donde r y s son dos modos distintos.

El superíndice T denota la transpuesta de la matriz contenida en los paréntesis de llaves.

Para obtener la matriz desplazamiento $\{Y_t\}$ en cualquier instante t después del movimiento libre, las condiciones de aproximación inicial son aplicadas.

$\{Y_0\}$ y $\{\dot{Y}_0\}$ denota los vectores de desplazamiento y velocidad inicial en el tiempo $t = 0$. La siguiente expresión para $\{Y_t\}$ puede derivarse en términos del sistema de vectores de eigen valores y eigen vectores.

$$\{Y_t\} = \sum_{r=1}^n \frac{\{V_r\}\{V_r\}^T [M]}{\{V_r\}^T [M] \{V_r\}} \left[\{Y_0\} \cos \omega_r t + \frac{1}{\omega_r} \{\dot{Y}_0\} \sin \omega_r t \right] \quad (\text{a-30})$$

La ecuación (a-30) da los desplazamientos y_1, y_2, \dots, y_n en cualquier tiempo t . Puede notarse que en el producto de matrices $\{V_r\}^T [M] \{V_r\}$ en el denominador es una cantidad escalar.

Una útil comprobación en el cálculo es proporcionada por la siguiente identidad:

$$\sum_{r=1}^n \frac{\{V_r\}\{V_r\}^T [M]}{\{V_r\}^T [M] \{V_r\}} = [I] \quad (\text{a-31})$$

El término del lado derecho es la matriz identidad, también llamada "matriz unitaria".

b) Vibración Forzada

Considerando el sistema mostrado en la figura 3.9 con una fuerza de excitación armónica P_1 sen $\omega_m t$, P_2 sen $\omega_m t$... P_n sen $\omega_m t$ actuando sobre las masas m_1, m_2, \dots, m_n respectivamente. Las amplitudes de la fuerza de excitación son representadas por el vector de fuerzas $\{F\}$ donde:

$$\{F\} = \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \dots \\ \dots \\ P_n \end{pmatrix} \quad (\text{a-32})$$

La ecuación del movimiento del sistema puede escribirse en forma de matriz así:

$$[M]\{\ddot{Y}\} + [K]\{Y\} = \{F\} \quad (\text{a-33})$$

La solución estática de la ecuación (a-33) puede expresarse de la forma:

$$\{Y\} = \{a\} \text{sen} \omega_m t \quad (\text{a-34})$$

Donde $\{a\}$ es el vector columna de amplitudes desconocido.

Sustituyendo la ecuación (a-34) en la ecuación (a-33) y simplificando, las siguientes ecuaciones son obtenidas:

$$\{[K] - \omega^2 [M]\}\{a\} = \{F\} \quad (\text{a-35})$$

$$\{a\} = \{[K] - \omega^2 [M]\}^{-1} \{F\} \quad (\text{a-36})$$

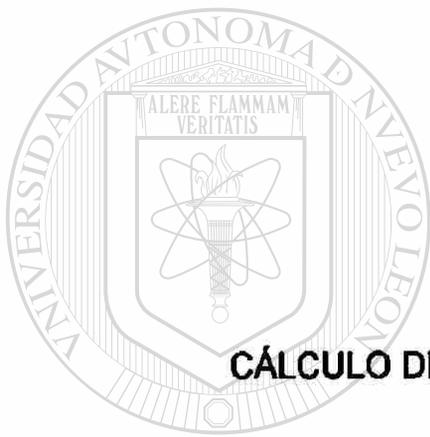
Donde, el superíndice $^{-1}$ denota la inversión de la matriz cuadrada contenida en los paréntesis de llaves de la ecuación (a-36).

Nota: Cuando el amortiguamiento no se ha considerado en el sistema de ecuaciones (a-33), si ω_m se iguala a la frecuencia natural del sistema, la matriz $\{[K] - \omega^2 [M]\}$ llega a ser una matriz

singular (es decir, el valor del determinante es cero) y de esta forma no tiene inversa.

Solución Alternativa: Las frecuencia naturales ω_r ($r = 1, 2, \dots, n$) y los modos naturales $\{V_r\}$ son primero determinados para explicar la sección precedente. Las amplitudes pueden obtenerse de la siguiente relación.

$$\{a\} = \sum_{r=1}^n \frac{1}{(\omega_r^2 - \omega^2)} \left[\frac{\{V_r\}\{V_r\}^T}{\{V_r\}^T [M] \{V_r\}} \right] \{F\} \quad (\text{a-37})$$



APÉNDICE B

CÁLCULO DE FUERZAS DE DESBALANCEO PARA EL CASO I

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



1. Análisis de Vibración con Motor Actual

$F_{db} = m \cdot e \cdot \omega_e^2$	$m =$ masa del rotor	$e =$ excentricidad
$e = \alpha \cdot (12000/\omega_e)^{1/2}$	(mils)	3600.00 rpm (motor)
Motor = 6013.22 lbs	=	2730.00 kg
Rotor = 696.70 lbs	=	316.30 kg
Resto = 6652.67 lbs	=	3020.3102

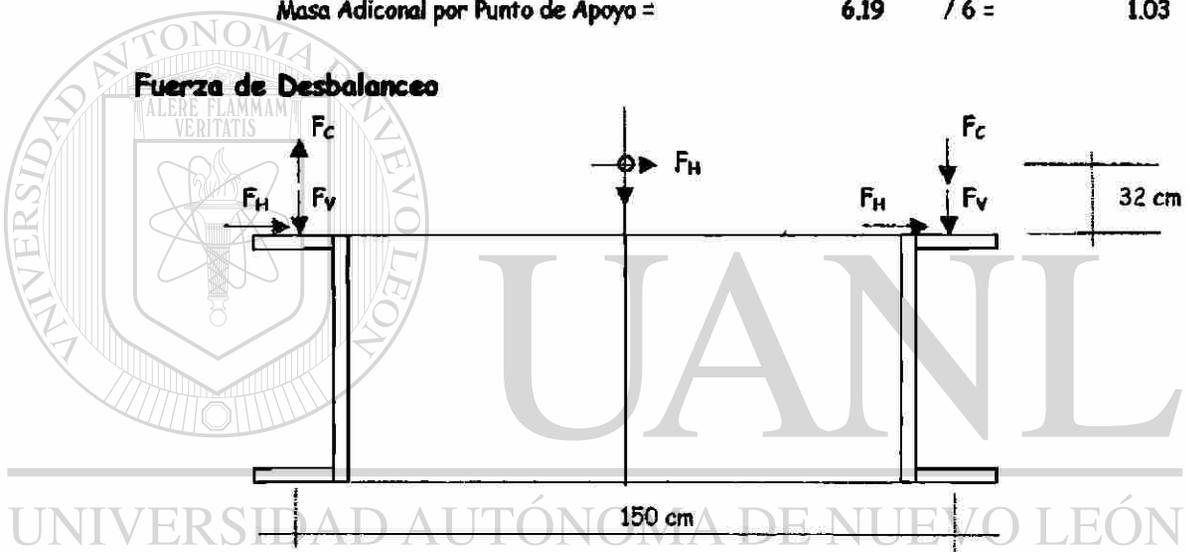
Fuerza de rotor

$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$		
$m_{rotor} =$	316.30 kg / 980.7 m/s ²	= 0.32
$e =$	0.0018 in = 0.004637 cm	
$\omega_{er} =$	376.99 rad/s	
$F_r =$	0.32 * 0.004637 * 376.99 ²	= 212.57 kg

Peso del Equipo

Peso Total =	6066.61 kg	
Masa Adicional =	6066.61 kg / 980.7 m/s ²	= 6.19
Masa Adicional por Punto de Apoyo =	6.19 / 6	= 1.03

Fuerza de Desbalances

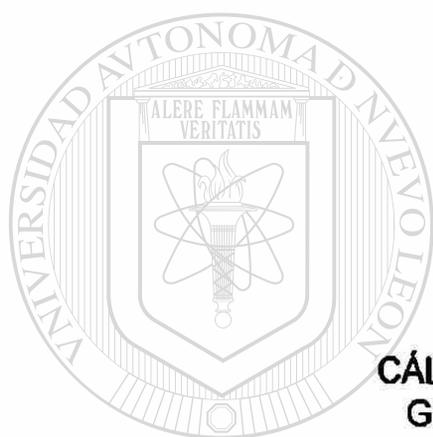


Cargas del Rotor por Nudo

$$F_V = F_m (\text{Sen } 377 t) / 4 = 212.57 (\text{Sen } 377 t) (1/6) = 35.43 (\text{Sen } 377 t)$$

$$F_H = F_m (\text{Cos } 377 t) / 4 = 212.57 (\text{Cos } 377 t) (1/6) = 35.43 (\text{Cos } 377 t)$$

$$F_C = F_H (31.75/150) = 0.2133 F_H = 7.50 (\text{Cos } 377 t)$$



APÉNDICE C

CÁLCULO DE FUERZAS DE DESBALANCEO, GRÁFICA DE RESPUESTAS Y GRÁFICAS DE CONTROL PARA CASO II

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Análisis de Vibración con Motor Actual

$$F_{db} = m \cdot e \cdot \omega_e^2$$

m = masa del rotor

e = excentricidad

$$e = \alpha \cdot (12000/\text{rpm})^{1/2} \quad (\text{mils})$$

$$\omega_e = 1800.00 \text{ rpm (motor)}$$

$$\omega_{er} = 577.00 \text{ rpm (reductor)}$$

$$\alpha = 1.00$$

Bomba =	17000.00 lbs	=	7718.00 kg	
Reductor =	1900.00 lbs	=	862.60 kg	
Motor =	4010.00 lbs	=	1820.54 kg	
Bastidor =	2255.51 lbs	=	1024.00 kg	

Fuerza de motor

$$F_m = m \cdot e \cdot \omega_{em}^2$$

$$m_{\text{motor}} = 1820.54 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 1.86$$

$$e = 0.0028 \text{ in} = 0.007112 \text{ cm}$$

$$\omega_{em} = 188.50 \text{ rad/s}$$

$$F_m = 1.86 * 0.007112 * 188.50^2 = \boxed{469.09 \text{ kg}}$$

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$$

$$m_{\text{reductor}} = 862.60 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 0.88$$

$$e = 0.0046 \text{ in} = 0.011583 \text{ cm}$$

$$\omega_{er} = 60.42 \text{ rad/s}$$

$$F_r = 0.88 * 0.011583 * 60.42^2 = \boxed{37.20 \text{ kg}}$$

Fuerza de bomba

$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{eb}^2$$

$$m_{\text{bomba}} = 5402.60 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 5.51$$

$$e = 0.0046 \text{ in} = 0.011583 \text{ cm}$$

$$\omega_{eb} = 60.42 \text{ rad/s}$$

$$F_b = 5.51 * 0.011583 * 60.42^2 = \boxed{232.96 \text{ kg}}$$

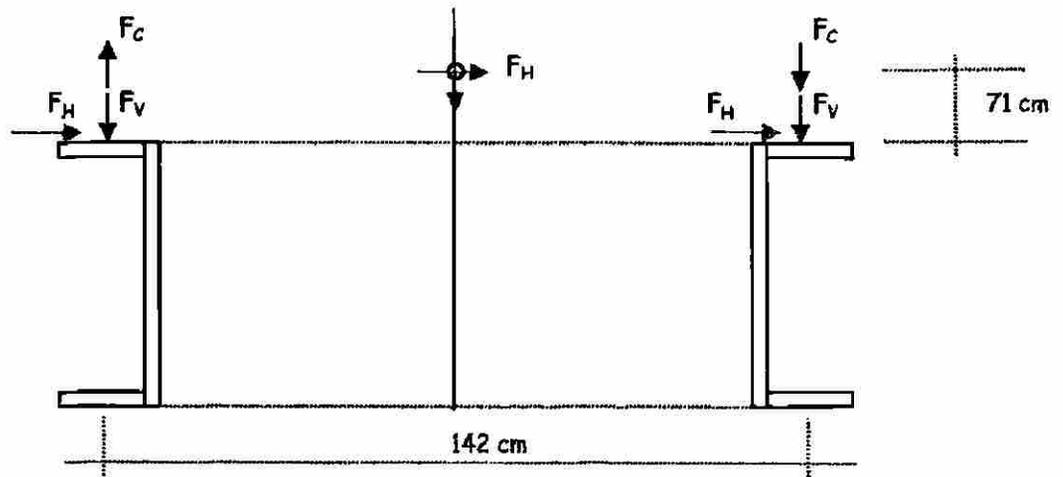
Peso del Equipo

$$\text{Peso Total} = 11425.14 \text{ kg}$$

$$\text{Masa Adicional} = 11425.14 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 11.65$$

$$\text{Masa Adicional por Punto de Apoyo} = 11.65 / 8 = 1.46$$

Fuerza de Desbalanceo



Cargas del Motor por Nodo

$$F_V = F_m \cdot (\text{Sen } 188^\circ) \cdot 1/4 = 469.09 \quad (\text{Sen } 188^\circ) \quad (1/4) = 117.27 \quad (\text{Sen } 188^\circ)$$

$$F_H = F_m \cdot (\text{Cos } 188^\circ) \cdot 1/4 = 469.09 \quad (\text{Cos } 188^\circ) \quad (1/4) = 117.27 \quad (\text{Cos } 188^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 F_H = 58.64 \quad (\text{Cos } 188^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r \cdot (\text{Sen } 60.4^\circ) \cdot 1/2 = 37.20 \quad (\text{Sen } 60.4^\circ) \quad (1/2) = 18.60 \quad (\text{Sen } 60.4^\circ)$$

$$F_H = F_r \cdot (\text{Cos } 60.4^\circ) \cdot 1/2 = 37.20 \quad (\text{Cos } 60.4^\circ) \quad (1/2) = 18.60 \quad (\text{Cos } 60.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 F_H = 9.30 \quad (\text{Cos } 60.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b \cdot (\text{Sen } 60.4^\circ) \cdot 1/2 = 232.98 \quad (\text{Sen } 60.4^\circ) \quad (1/2) = 116.49 \quad (\text{Sen } 60.4^\circ)$$

$$F_H = F_b \cdot (\text{Cos } 60.4^\circ) \cdot 1/2 = 232.98 \quad (\text{Cos } 60.4^\circ) \quad (1/2) = 116.49 \quad (\text{Cos } 60.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 F_H = 58.24 \quad (\text{Cos } 60.4^\circ)$$

Análisis de Vibración con Turbina Nueva

Velocidad Mínima

Información: Turbina No. 3

	Turbina		Reductor
$\omega_{etmax} =$	3791.00 rpm + 5%	$\omega_{ernax} =$	577.00 rpm + 5%
$\omega_{etmed} =$	3294.60 rpm	$\omega_{ermed} =$	500.55 rpm
$\omega_{etmin} =$	3069.00 rpm - 15%	$\omega_{ermin} =$	465.00 rpm - 15%
$\alpha =$	1.00		
Bomba =	17000.00 lbs =	7718.00 kg	
Turbina =	2100.00 lbs =	953.40 kg	
Reductor =	2800.00 lbs =	1271.20 kg	
Bastidor =	2255.51 lbs =	1024.00 kg	
Placa =	4100.00 lbs =	1861.40 kg.	

Fuerza de turbina

$$F_t = m \cdot e \cdot \omega_{et}^2$$

$m_{turbina} =$	953.40 kg / 980.7 m/s ²	=	0.97
$e =$	0.0021 in =	0.005448 cm	
$\omega_{et} =$	273.18 rad/s		
$F_t =$	0.97 * 0.005448 *	273.18 ² =	395.22 kg

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$$

$m_{reductor} =$	1271.20 kg / 980.7 m/s ²	=	1.30
$e =$	0.0055 in =	0.013995 cm	
$\omega_{er} =$	41.39 rad/s		
$F_r =$	1.30 * 0.013995 *	41.39 ² =	31.08 kg

Fuerza de bomba

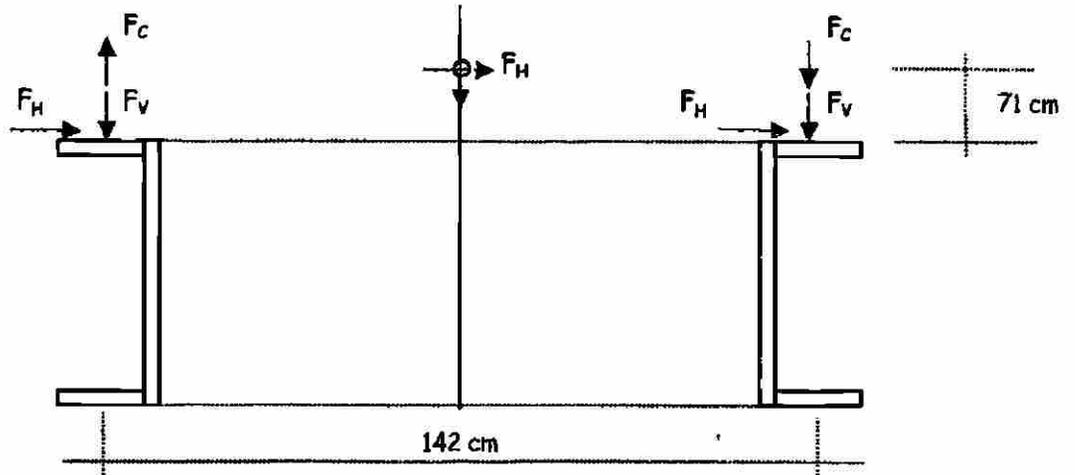
$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{eb}^2$$

$m_{bomba} =$	5402.60 kg / 980.7 m/s ²	=	5.51
$e =$	0.0055 in =	0.013995 cm	
$\omega_{eb} =$	41.39 rad/s		
$F_b =$	5.51 * 0.013995 *	41.39 ² =	132.09 kg

Peso del Equipo

Peso Total =	12828.00 kg		
Masa Adicional =	12828.00 kg / 980.7 m/s ²	=	13.08
Masa Adicional por Punto de Apoyo =	13.08	/ 8 =	1.64

Fuerza de Desbalanceo



Cargas de la Turbina por Nodo

$$F_V = F_r (\text{Sen } 273^\circ) \cdot 1/4 = 395.22 \quad (\text{Sen } 273^\circ) (1/4) = 98.81 \quad (\text{Sen } 273^\circ)$$

$$F_H = F_r (\text{Cos } 273^\circ) \cdot 1/4 = 395.22 \quad (\text{Cos } 273^\circ) (1/4) = 98.81 \quad (\text{Cos } 273^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 49.40 \quad (\text{Cos } 273^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r (\text{Sen } 41.4^\circ) \cdot 1/2 = 31.08 \quad (\text{Sen } 41.4^\circ) (1/2) = 15.54 \quad (\text{Sen } 41.4^\circ)$$

$$F_H = F_r (\text{Cos } 41.4^\circ) \cdot 1/2 = 31.08 \quad (\text{Cos } 41.4^\circ) (1/2) = 15.54 \quad (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 7.77 \quad (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b (\text{Sen } 41.4^\circ) \cdot 1/2 = 132.09 \quad (\text{Sen } 41.4^\circ) (1/2) = 66.04 \quad (\text{Sen } 41.4^\circ)$$

$$F_H = F_b (\text{Cos } 41.4^\circ) \cdot 1/2 = 132.09 \quad (\text{Cos } 41.4^\circ) (1/2) = 66.04 \quad (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 33.02 \quad (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

Análisis de Vibración con Turbina Nueva

Velocidad Mínima

Información: Turbina No. 4

	Turbina		Reductor
$\omega_{etmax} =$	4729.00 rpm + 5%	$\omega_{ermax} =$	577.00 rpm + 5%
$\omega_{etmed} =$	4109.63 rpm	$\omega_{ermed} =$	500.55 rpm
$\omega_{etmin} =$	3828.00 rpm - 15%	$\omega_{ermin} =$	465.00 rpm - 15%
$\alpha =$	1.00		
Bomba =	17000.00 lbs =	7718.00 kg	
Turbina =	3000.00 lbs =	1362.00 kg	
Reductor =	3800.00 lbs =	1725.20 kg	
Bastidor =	2255.51 lbs =	1024.00 kg	
Placa =	4250.00 lbs =	1929.50 kg	

Fuerza de turbina

$$F_t = m \cdot e \cdot \omega_{et}^2$$

$m_{turbina} =$	1362.00 kg / 980.7 m/s ²	=	1.39
$e =$	0.0019 in =	0.004878 cm	
$\omega_{et} =$	340.74 rad/s		
$F_t =$	1.39 * 0.004878 * 340.74 ²	=	786.52 kg

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$$

$m_{reductor} =$	1725.20 kg / 980.7 m/s ²	=	1.76
$e =$	0.0055 in =	0.013995 cm	
$\omega_{er} =$	41.39 rad/s		
$F_r =$	1.76 * 0.013995 * 41.39 ²	=	42.18 kg

Fuerza de bomba

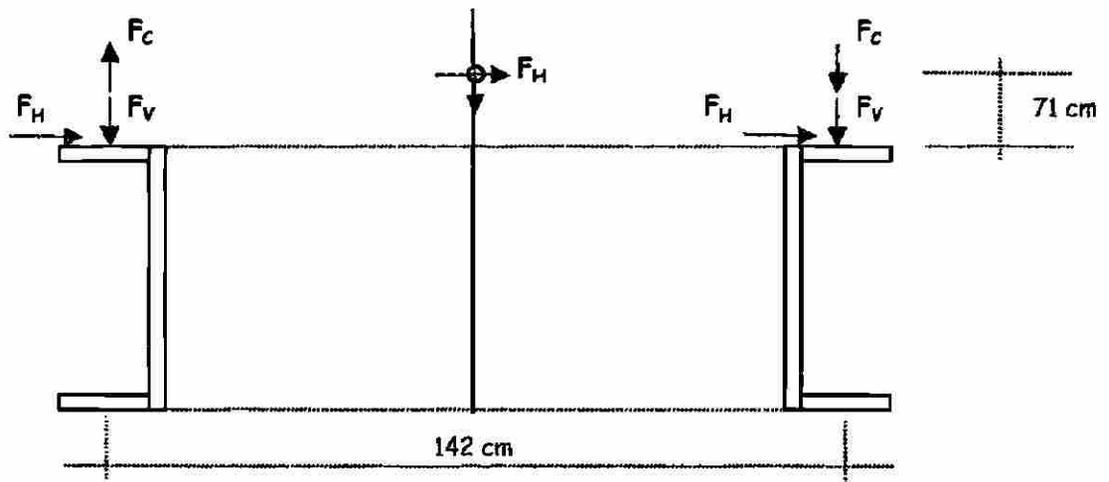
$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{eb}^2$$

$m_{bomba} =$	5402.60 kg / 980.7 m/s ²	=	5.51
$e =$	0.0055 in =	0.013995 cm	
$\omega_{eb} =$	41.39 rad/s		
$F_b =$	5.51 * 0.013995 * 41.39 ²	=	132.09 kg

Peso del Equipo

Peso Total =	13758.70 kg		
Masa Adicional =	13758.70 kg / 980.7 m/s ²	=	14.03
Masa Adicional por Punto de Apoyo =	14.03 / 8	=	1.75

Fuerza de Desbalanceo



Cargas de la Turbina por Nodo

$$F_V = F_r (\text{Sen } 341^\circ) / 4 = 786.52 (\text{Sen } 341^\circ) (1/4) = 196.63 (\text{Sen } 341^\circ)$$

$$F_H = F_r (\text{Cos } 341^\circ) / 4 = 786.52 (\text{Cos } 341^\circ) (1/4) = 196.63 (\text{Cos } 341^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 F_H = 98.31 (\text{Cos } 341^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r (\text{Sen } 41.4^\circ) / 2 = 42.18 (\text{Sen } 41.4^\circ) (1/2) = 21.09 (\text{Sen } 41.4^\circ)$$

$$F_H = F_r (\text{Cos } 41.4^\circ) / 2 = 42.18 (\text{Cos } 41.4^\circ) (1/2) = 21.09 (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 F_H = 10.54 (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b (\text{Sen } 41.4^\circ) / 2 = 132.09 (\text{Sen } 41.4^\circ) (1/2) = 66.04 (\text{Sen } 41.4^\circ)$$

$$F_H = F_b (\text{Cos } 41.4^\circ) / 2 = 132.09 (\text{Cos } 41.4^\circ) (1/2) = 66.04 (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 F_H = 33.02 (\text{Cos } 41.4^\circ)$$

Análisis de Vibración con Turbina Nueva

Velocidad Promedio

Información: Turbina No. 3

	Turbina		Reductor
$\omega_{etmax} =$	3791.00 rpm + 5%		$\omega_{ermax} =$ 577.00 rpm + 5%
$\omega_{etmed} =$	3294.60 rpm		$\omega_{ermed} =$ 500.55 rpm
$\omega_{etmin} =$	3069.00 rpm - 15%		$\omega_{ermin} =$ 465.00 rpm - 15%
$\alpha =$	1.00		
Bomba =	17000.00 lbs	=	7718.00 kg
Turbina =	2100.00 lbs	=	953.40 kg
Reductor =	2800.00 lbs	=	1271.20 kg
Bastidor =	2255.51 lbs	=	1024.00 kg
Placa =	4100.00 lbs	=	1861.40 kg

Fuerza de turbina

$$F_t = m \cdot e \cdot \omega_{et}^2$$

$m_{turbina} =$	953.40 kg / 980.7 m/s ²	=	0.97
$e =$	0.0019 in	=	0.004848 cm
$\omega_{et} =$	345.01 rad/s		
$F_t =$	0.97 * 0.004848 *	345.01 ² =	560.95 kg

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$$

$m_{reductor} =$	1271.20 kg / 980.7 m/s ²	=	1.30
$e =$	0.0049 in	=	0.012437 cm
$\omega_{er} =$	52.42 rad/s		
$F_r =$	1.30 * 0.012437 *	52.42 ² =	44.29 kg

Fuerza de bomba

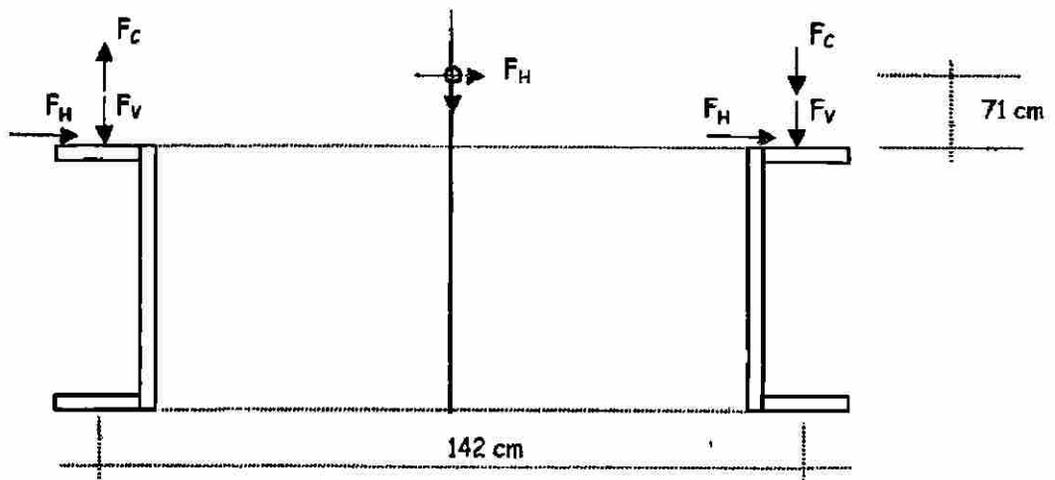
$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{ab}^2$$

$m_{bomba} =$	5402.60 kg / 980.7 m/s ²	=	5.51
$e =$	0.0049 in	=	0.012437 cm
$\omega_{ab} =$	52.42 rad/s		
$F_b =$	5.51 * 0.012437 *	52.42 ² =	188.24 kg

Peso del Equipo

Peso Total =	12828.00 kg		
Masa Adicional =	12828.00 kg / 980.7 m/s ²	=	13.08
Masa Adicional por Punto de Apoyo =	13.08	/ 8 =	1.64

Fuerza de Desbalanceo



Cargas de la Turbina por Nodo

$$F_V = F_r \cdot (\text{Sen } 345^\circ) \cdot 1/4 = 560.95 \quad (\text{Sen } 345^\circ) \cdot (1/4) = 140.24 \quad (\text{Sen } 345^\circ)$$

$$F_H = F_r \cdot (\text{Cos } 345^\circ) \cdot 1/4 = 560.95 \quad (\text{Cos } 345^\circ) \cdot (1/4) = 140.24 \quad (\text{Cos } 345^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 70.12 \quad (\text{Cos } 345^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r \cdot (\text{Sen } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 44.29 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ) \cdot (1/2) = 22.15 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ)$$

$$F_H = F_r \cdot (\text{Cos } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 44.29 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ) \cdot (1/2) = 22.15 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 11.07 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b \cdot (\text{Sen } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 188.24 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ) \cdot (1/2) = 94.12 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ)$$

$$F_H = F_b \cdot (\text{Cos } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 188.24 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ) \cdot (1/2) = 94.12 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 47.06 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

Análisis de Vibración con Turbina Nueva

Velocidad Promedio

Información: Turbina No. 4

	Turbina		Reductor
$\omega_{etmax} =$	4729.00 rpm + 5%		$\omega_{ermax} =$ 577.00 rpm + 5%
$\omega_{etmed} =$	4109.63 rpm		$\omega_{ermed} =$ 500.55 rpm
$\omega_{etmin} =$	3828.00 rpm - 15%		$\omega_{ermin} =$ 465.00 rpm - 15%
$\alpha =$	1.00		
Bomba =	17000.00 lbs	=	7718.00 kg
Turbina =	3000.00 lbs	=	1362.00 kg
Reductor =	3800.00 lbs	=	1725.20 kg
Bastidor =	2255.51 lbs	=	1024.00 kg
Placa =	4250.00 lbs	=	1929.50 kg

Fuerza de turbina

$$F_t = m \cdot e \cdot \omega_{et}^2$$

$$m_{turbina} = 1362.00 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 1.39$$

$$e = 0.0017 \text{ in} = 0.004340 \text{ cm}$$

$$\omega_{et} = 430.36 \text{ rad/s}$$

$$F_t = 1.39 * 0.004340 * 430.36^2 = \boxed{1116.42 \text{ kg}}$$

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$$

$$m_{reductor} = 1725.20 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 1.76$$

$$e = 0.0049 \text{ in} = 0.012437 \text{ cm}$$

$$\omega_{er} = 52.42 \text{ rad/s}$$

$$F_r = 1.76 * 0.012437 * 52.42^2 = \boxed{60.11 \text{ kg}}$$

Fuerza de bomba

$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{eb}^2$$

$$m_{bomba} = 5402.60 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 5.51$$

$$e = 0.0049 \text{ in} = 0.012437 \text{ cm}$$

$$\omega_{eb} = 52.42 \text{ rad/s}$$

$$F_b = 5.51 * 0.012437 * 52.42^2 = \boxed{188.24 \text{ kg}}$$

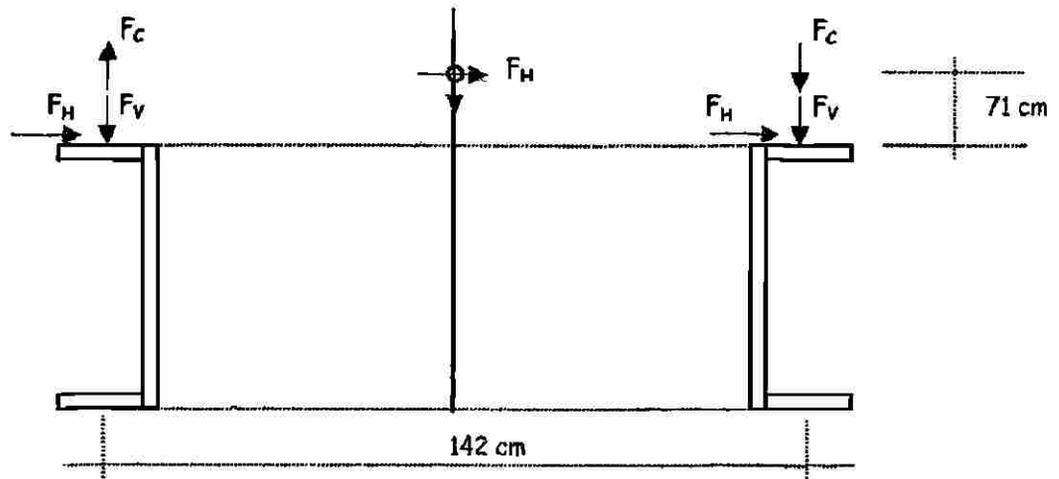
Peso del Equipo

$$\text{Peso Total} = 13758.70 \text{ kg}$$

$$\text{Masa Adicional} = 13758.70 \text{ kg} / 980.7 \text{ m/s}^2 = 14.03$$

$$\text{Masa Adicional por Punto de Apoyo} = 14.03 / 8 = \boxed{1.75}$$

Fuerza de Desbalanceo



Cargas de la Turbina por Nodo

$$F_V = F_r (\text{Sen } 430^\circ) \cdot 1/4 = 1116.42 \quad (\text{Sen } 430^\circ) (1/4) = 279.10 \quad (\text{Sen } 430^\circ)$$

$$F_H = F_r (\text{Cos } 430^\circ) \cdot 1/4 = 1116.42 \quad (\text{Cos } 430^\circ) (1/4) = 279.10 \quad (\text{Cos } 430^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 F_H = 139.55 \quad (\text{Cos } 430^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r (\text{Sen } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 60.11 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ) (1/2) = 30.06 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ)$$

$$F_H = F_r (\text{Cos } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 60.11 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ) (1/2) = 30.06 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 F_H = 15.03 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b (\text{Sen } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 188.24 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ) (1/2) = 94.12 \quad (\text{Sen } 52.4^\circ)$$

$$F_H = F_b (\text{Cos } 52.4^\circ) \cdot 1/2 = 188.24 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ) (1/2) = 94.12 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

$$F_C = F_H (71/142) = 0.5 F_H = 47.06 \quad (\text{Cos } 52.4^\circ)$$

Análisis de Vibración con Turbina Nueva

Velocidad Máxima

Información: Turbina No. 3

	Turbina		Reductor
$\omega_{etmax} =$	3791.00 rpm + 5%		$\omega_{ermax} =$ 577.00 rpm + 5%
$\omega_{etmed} =$	3294.60 rpm		$\omega_{ermed} =$ 500.55 rpm
$\omega_{etmin} =$	3069.00 rpm - 15%		$\omega_{ermin} =$ 465.00 rpm - 15%
$\alpha =$	1.00		
Bomba =	17000.00 lbs	=	7718.00 kg
Turbina =	2100.00 lbs	=	953.40 kg
Reductor =	2800.00 lbs	=	1271.20 kg
Bastidor =	2255.51 lbs	=	1024.00 kg
Placa =	4100.00 lbs	=	1861.40 kg

Fuerza de turbina

$$F_t = m \cdot e \cdot \omega_{et}^2$$

$m_{turbina} =$	953.40 kg / 980.7 m/s ²	=	0.97
$e =$	0.0017 in	=	0.004410 cm
$\omega_{et} =$	416.84 rad/s		
$F_t =$	0.97 * 0.004410 *	416.84 ² =	744.96 kg

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{er}^2$$

$m_{reductor} =$	1271.20 kg / 980.7 m/s ²	=	1.30
$e =$	0.0045 in	=	0.011304 cm
$\omega_{er} =$	63.44 rad/s		
$F_r =$	1.30 * 0.011304 *	63.44 ² =	58.98 kg

Fuerza de bomba

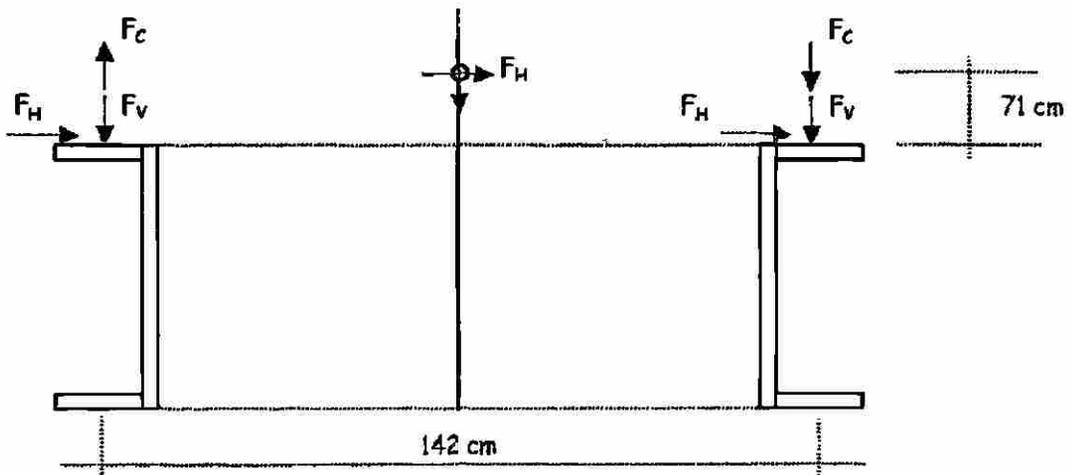
$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{eb}^2$$

$m_{bomba} =$	5402.60 kg / 980.7 m/s ²	=	5.51
$e =$	0.0045 in	=	0.011304 cm
$\omega_{eb} =$	63.44 rad/s		
$F_b =$	5.51 * 0.011304 *	63.44 ² =	250.67 kg

Peso del Equipo

Peso Total =	12828.00 kg		
Masa Adicional =	12828.00 kg / 980.7 m/s ²	=	13.08
Masa Adicional por Punto de Apoyo =	13.08	/ 8 =	1.64

Fuerza de Desbalanceo



Cargas de la Turbina por Nodo

$$F_V = F_r \cdot (\text{Sen } 417^\circ) \cdot 1/4 = 744.96 \quad (\text{Sen } 417^\circ) \quad (1/4) = 186.24 \quad (\text{Sen } 417^\circ)$$

$$F_H = F_r \cdot (\text{Cos } 417^\circ) \cdot 1/4 = 744.96 \quad (\text{Cos } 417^\circ) \quad (1/4) = 186.24 \quad (\text{Cos } 417^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 93.12 \quad (\text{Cos } 417^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r \cdot (\text{Sen } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 58.98 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 29.49 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ)$$

$$F_H = F_r \cdot (\text{Cos } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 58.98 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 29.49 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 14.75 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b \cdot (\text{Sen } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 250.67 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 125.33 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ)$$

$$F_H = F_b \cdot (\text{Cos } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 250.67 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 125.33 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 62.67 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

Análisis de Vibración con Turbina Nueva

Velocidad Máxima

Información: Turbina No. 4

Turbina		Reductor	
$\omega_{etmax} =$	4729.00 rpm + 5%	$\omega_{armax} =$	577.00 rpm + 5%
$\omega_{etmed} =$	4109.63 rpm	$\omega_{armed} =$	500.55 rpm
$\omega_{etmin} =$	3828.00 rpm - 15%	$\omega_{armin} =$	465.00 rpm - 15%
$\alpha =$	1.00		
Bomba =	17000.00 lbs	=	7718.00 kg
Turbina =	3000.00 lbs	=	1362.00 kg
Reductor =	3800.00 lbs	=	1725.20 kg
Bastidor =	2255.51 lbs	=	1024.00 kg
Placa =	4250.00 lbs	=	1929.50 kg

Fuerza de turbina

$$F_t = m \cdot e \cdot \omega_{et}^2$$

$m_{turbina} =$	1362.00 kg / 980.7 m/s ²	=	1.39
$e =$	0.0016 in	=	0.003949 cm
$\omega_{et} =$	519.98 rad/s		
$F_t =$	1.39 * 0.003949 *	519.98 ² =	1482.72 kg

Fuerza de reductor

$$F_r = m \cdot e \cdot \omega_{ar}^2$$

$m_{reductor} =$	1725.20 kg / 980.7 m/s ²	=	1.76
$e =$	0.0045 in	=	0.011304 cm
$\omega_{ar} =$	63.44 rad/s		
$F_r =$	1.76 * 0.011304 *	63.44 ² =	80.04 kg

Fuerza de bomba

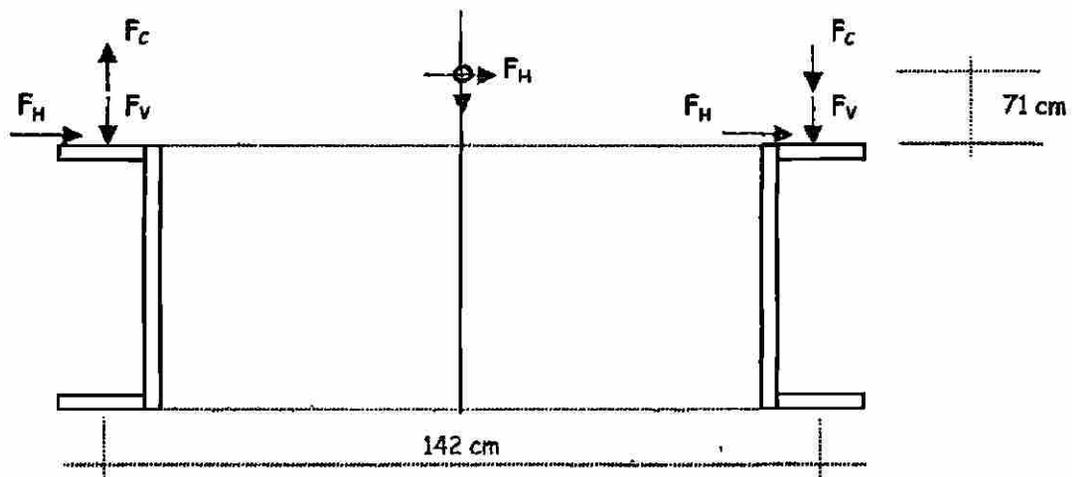
$$F_b = m \cdot e \cdot \omega_{eb}^2$$

$m_{bomba} =$	5402.60 kg / 980.7 m/s ²	=	5.51
$e =$	0.0045 in	=	0.011304 cm
$\omega_{eb} =$	63.44 rad/s		
$F_b =$	5.51 * 0.011304 *	63.44 ² =	250.67 kg

Peso del Equipo

Peso Total =	13758.70 kg		
Masa Adicional =	13758.70 kg / 980.7 m/s ²	=	14.03
Masa Adicional por Punto de Apoyo =	14.03	/ 8 =	1.75

Fuerza de Desbalanceo



Cargas de la Turbina por Nodo

$$F_V = F_t \cdot (\text{Sen } 520^\circ) \cdot 1/4 = 1482.72 \quad (\text{Sen } 520^\circ) \quad (1/4) = 370.68 \quad (\text{Sen } 520^\circ)$$

$$F_H = F_t \cdot (\text{Cos } 520^\circ) \cdot 1/4 = 1482.72 \quad (\text{Cos } 520^\circ) \quad (1/4) = 370.68 \quad (\text{Cos } 520^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 185.34 \quad (\text{Cos } 430^\circ)$$

Cargas del Reductor por Nodo

$$F_V = F_r \cdot (\text{Sen } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 80.04 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 40.02 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ)$$

$$F_H = F_r \cdot (\text{Cos } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 80.04 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 40.02 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 20.01 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

Cargas de la Bomba por Nodo

$$F_V = F_b \cdot (\text{Sen } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 250.67 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 125.33 \quad (\text{Sen } 63.4^\circ)$$

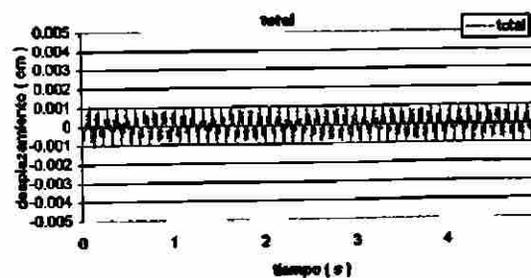
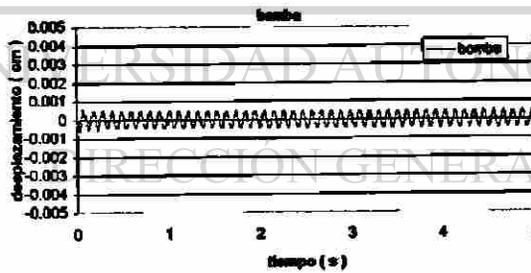
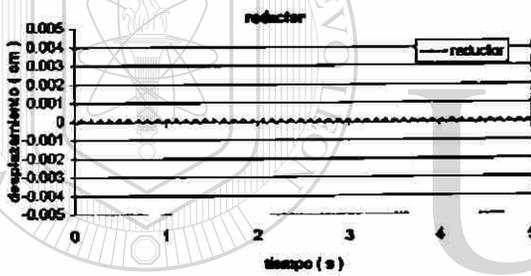
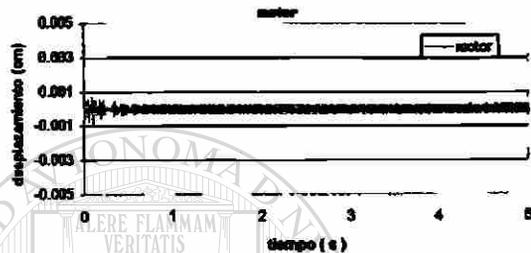
$$F_H = F_b \cdot (\text{Cos } 63.4^\circ) \cdot 1/2 = 250.67 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ) \quad (1/2) = 125.33 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

$$F_C = F_H \cdot (71/142) = 0.5 \cdot F_H = 62.67 \quad (\text{Cos } 63.4^\circ)$$

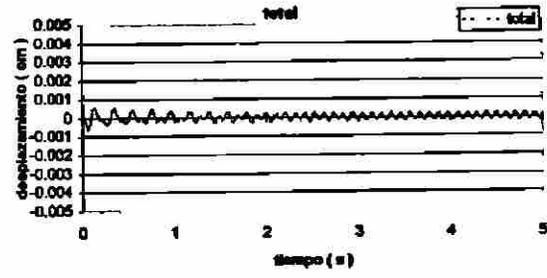
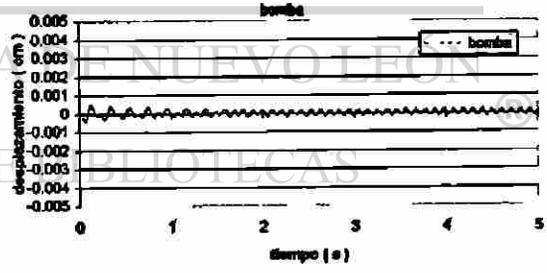
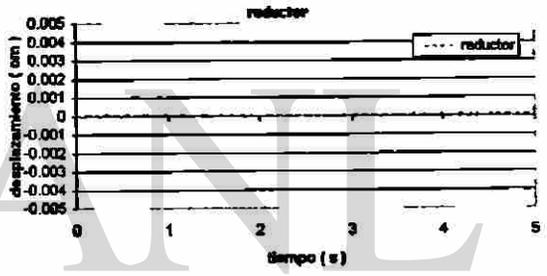
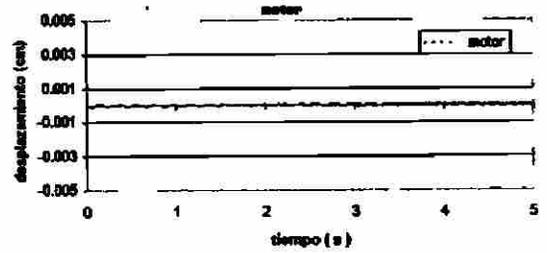
Análisis de Vibración en Equipo Actual

Bomba 3

Sin Aislamiento



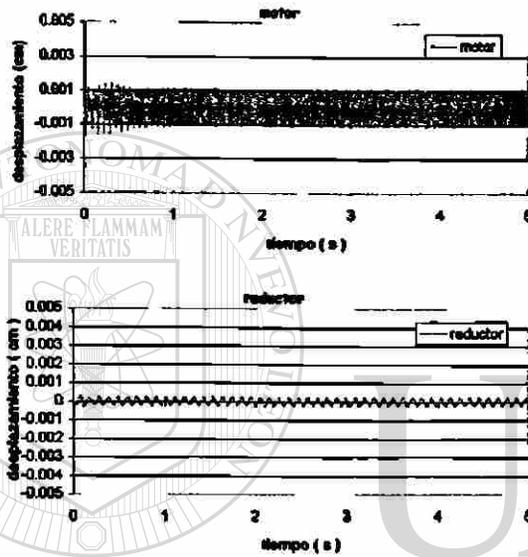
Con Aislamiento



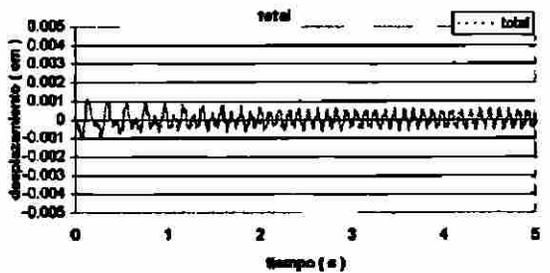
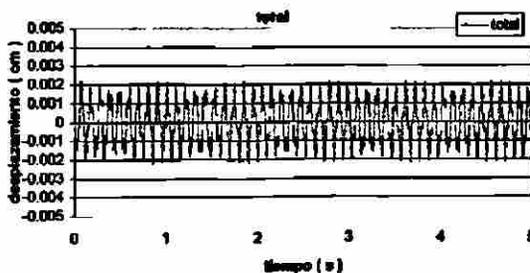
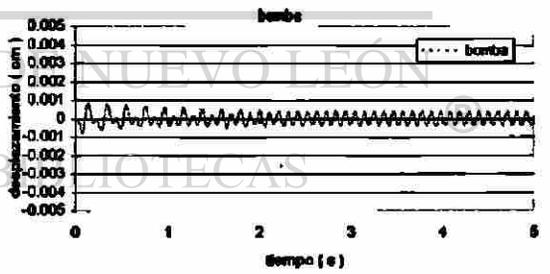
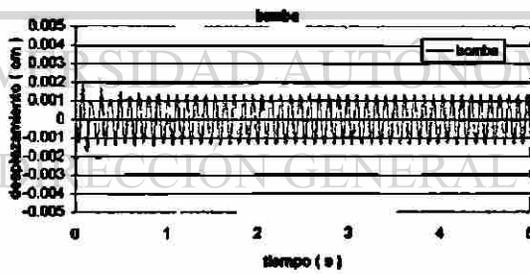
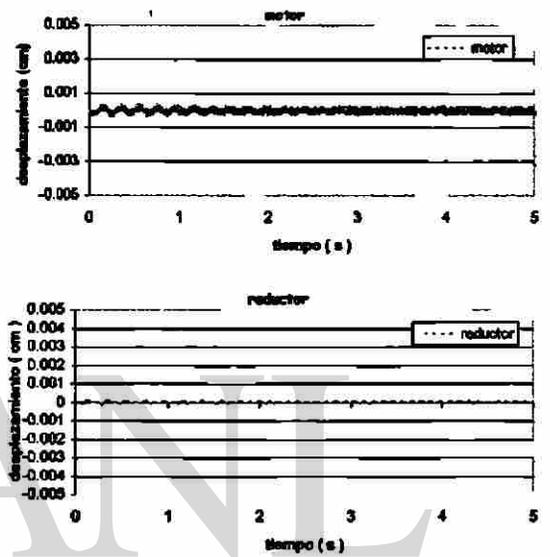
Análisis de Vibración en Equipo Actual

Bomba 4

Sin Aislamiento



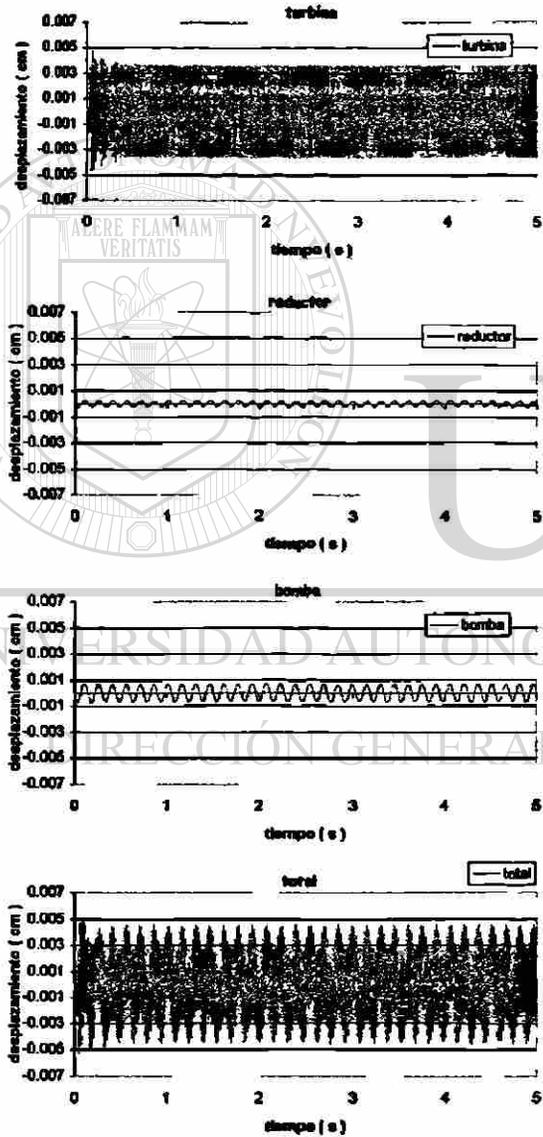
Con Aislamiento



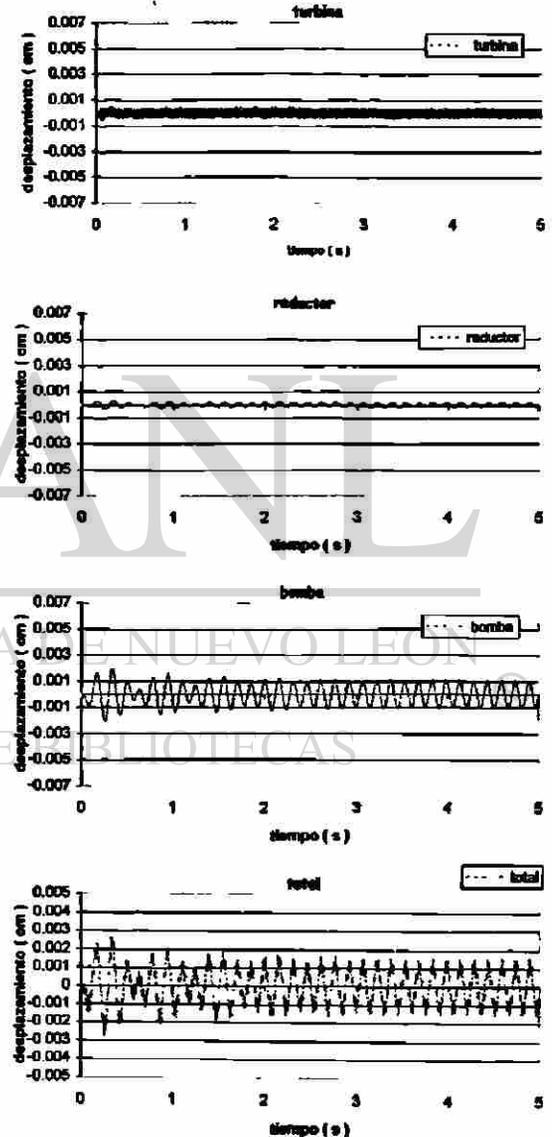
Análisis de Vibración en Turbina 3

Velocidad Mínima

Sin Aislamiento



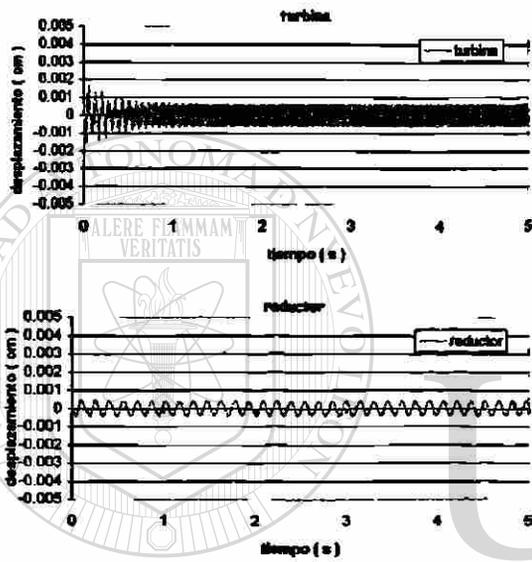
Con Aislamiento



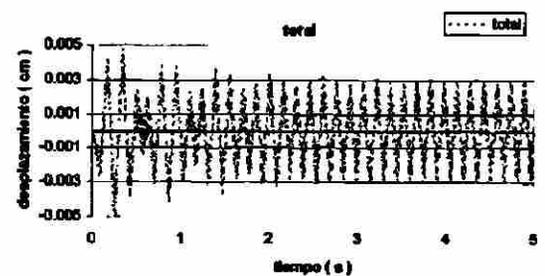
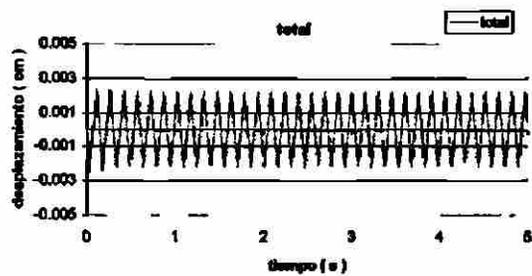
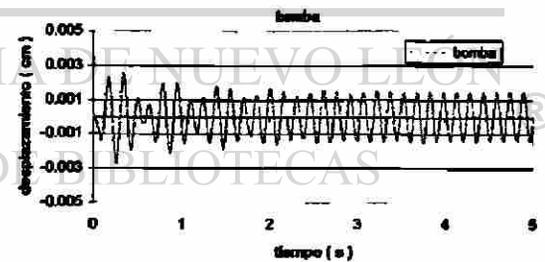
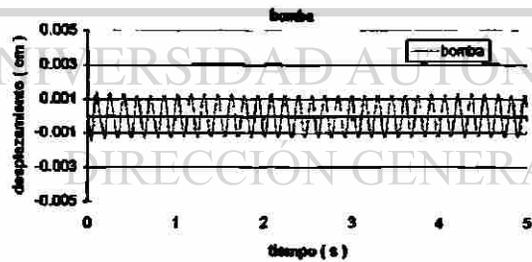
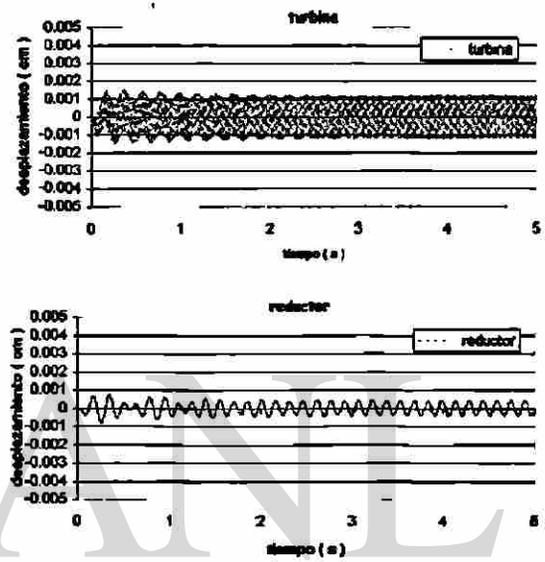
Análisis de Vibración en Turbina 4

Velocidad Mínima

Sin Aislamiento



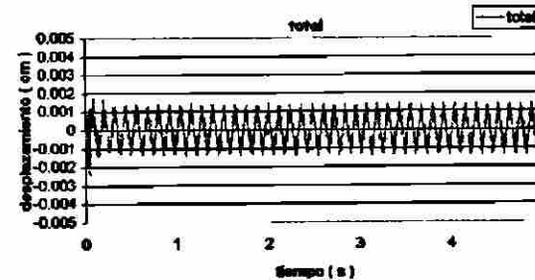
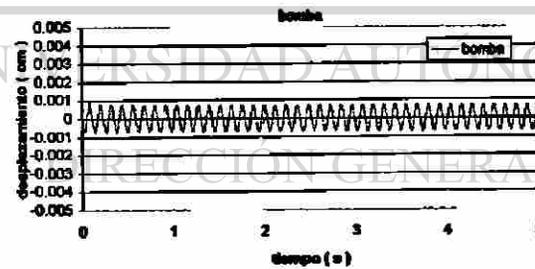
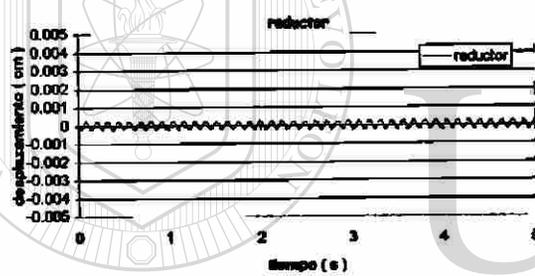
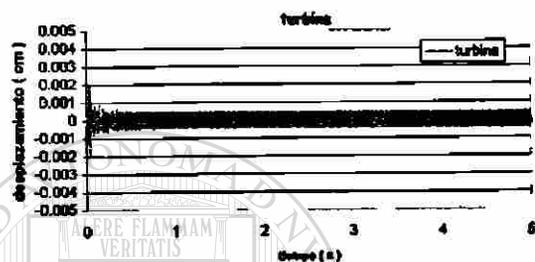
Con Aislamiento



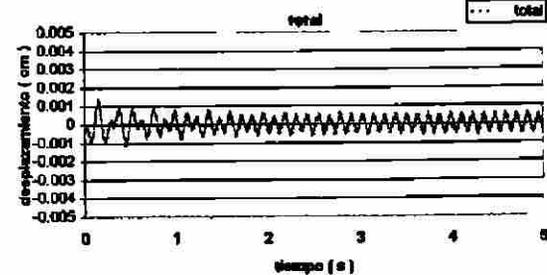
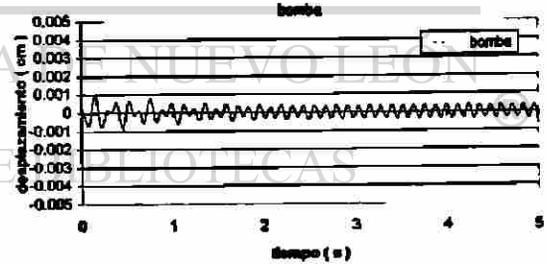
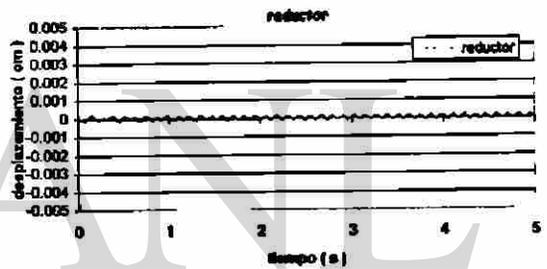
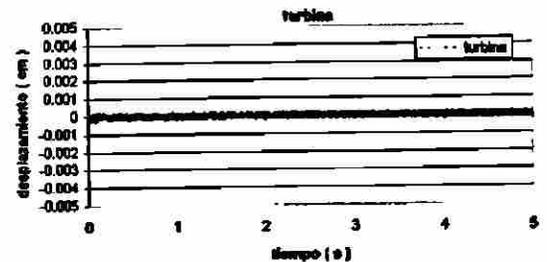
Análisis de Vibración en Turbina 3

Velocidad Media

Sin Aislamiento



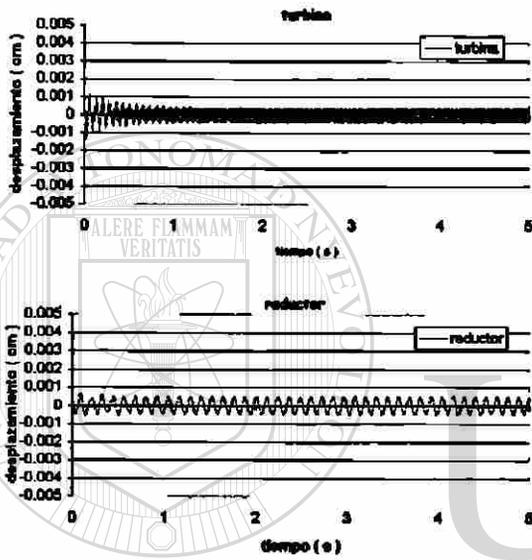
Con Aislamiento



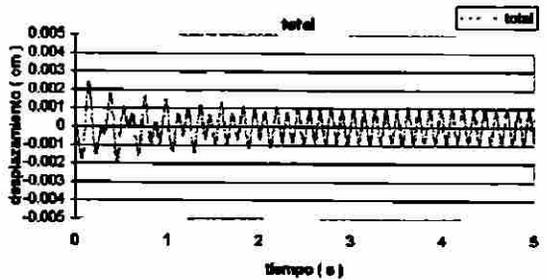
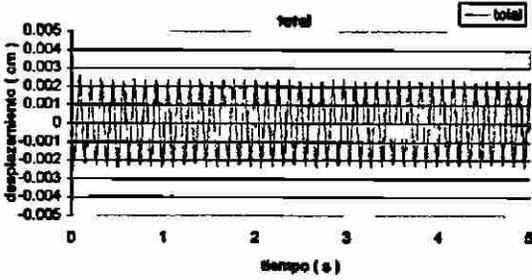
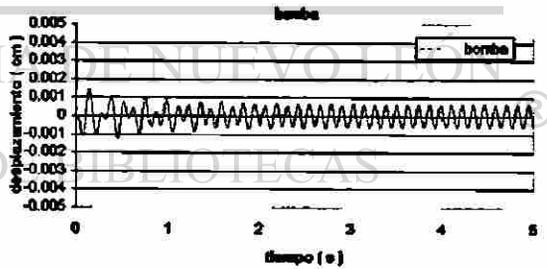
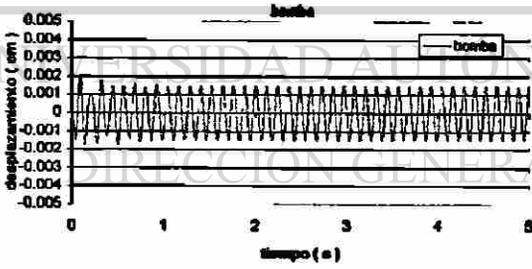
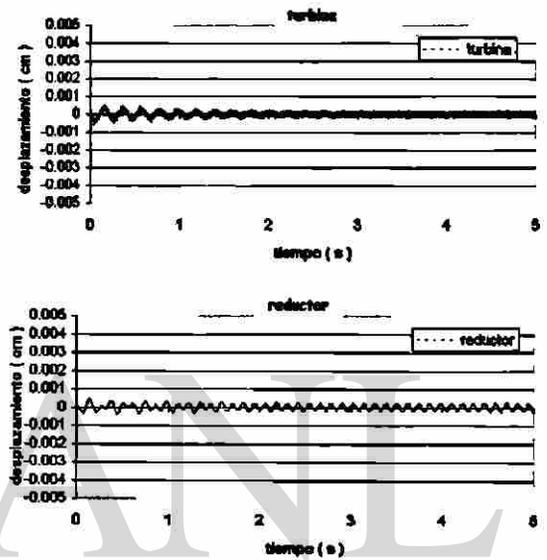
Análisis de Vibración en Turbina 4

Velocidad Media

Sin Aislamiento



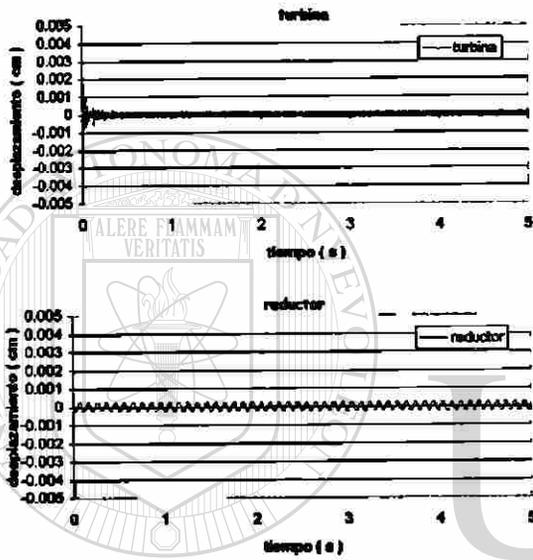
Con Aislamiento



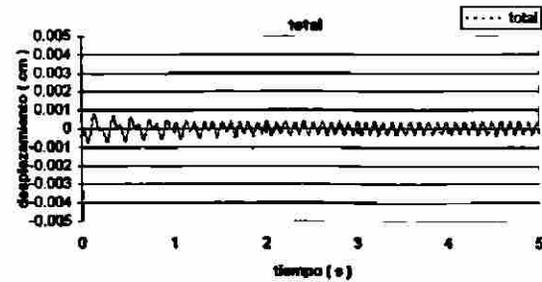
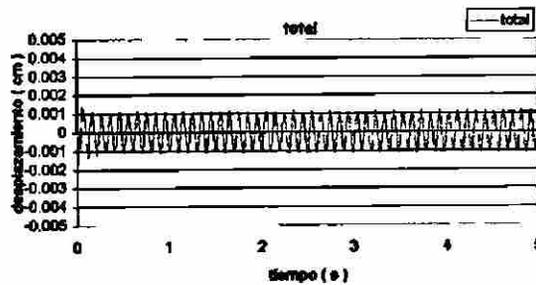
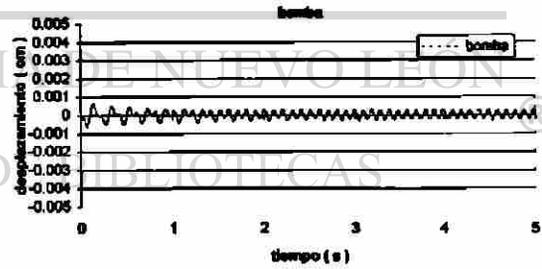
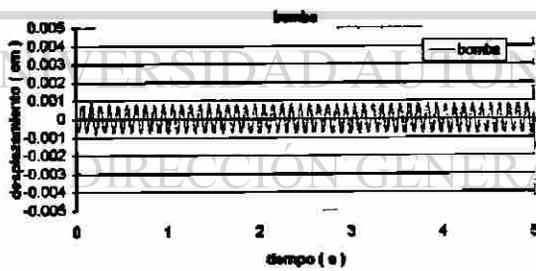
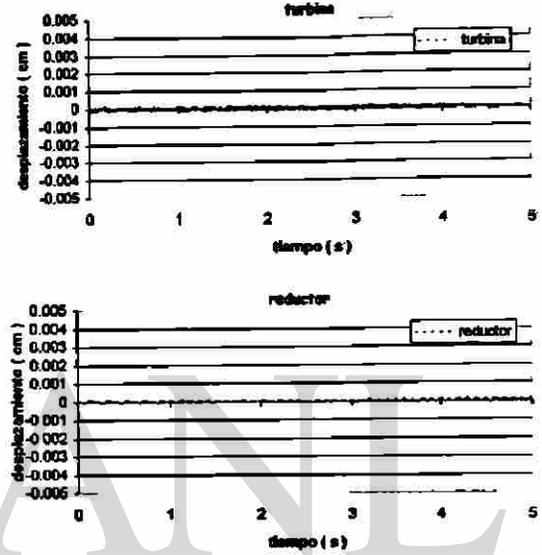
Análisis de Vibración en Turbina 3

Velocidad Máxima

Sin Aislamiento



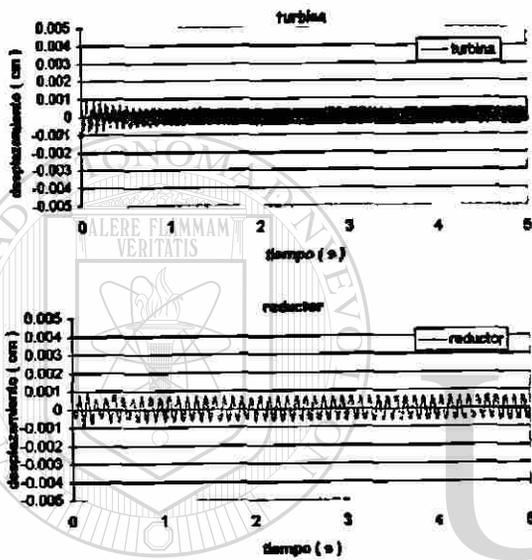
Con Aislamiento



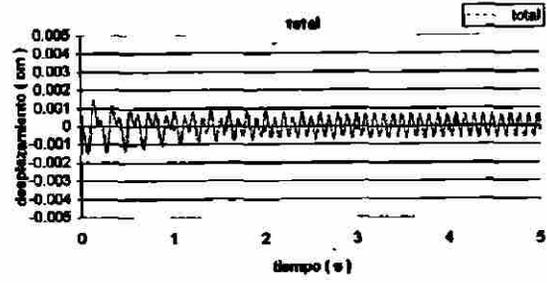
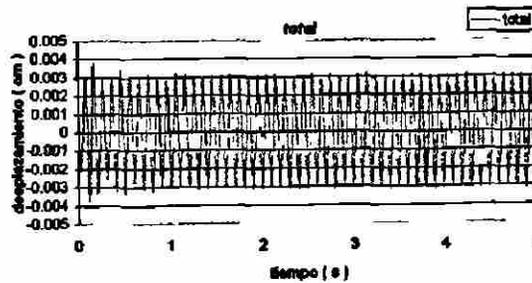
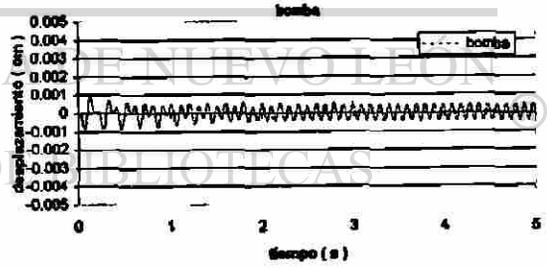
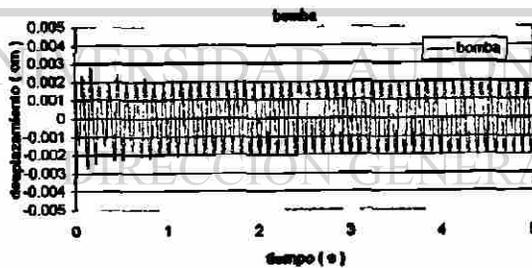
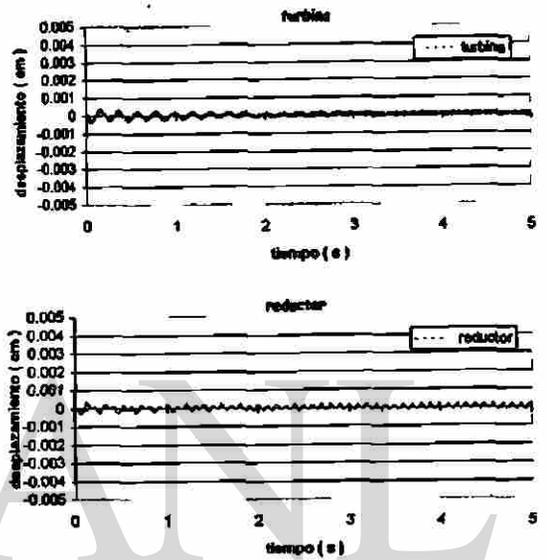
Análisis de Vibración en Turbina 4

Velocidad Máxima

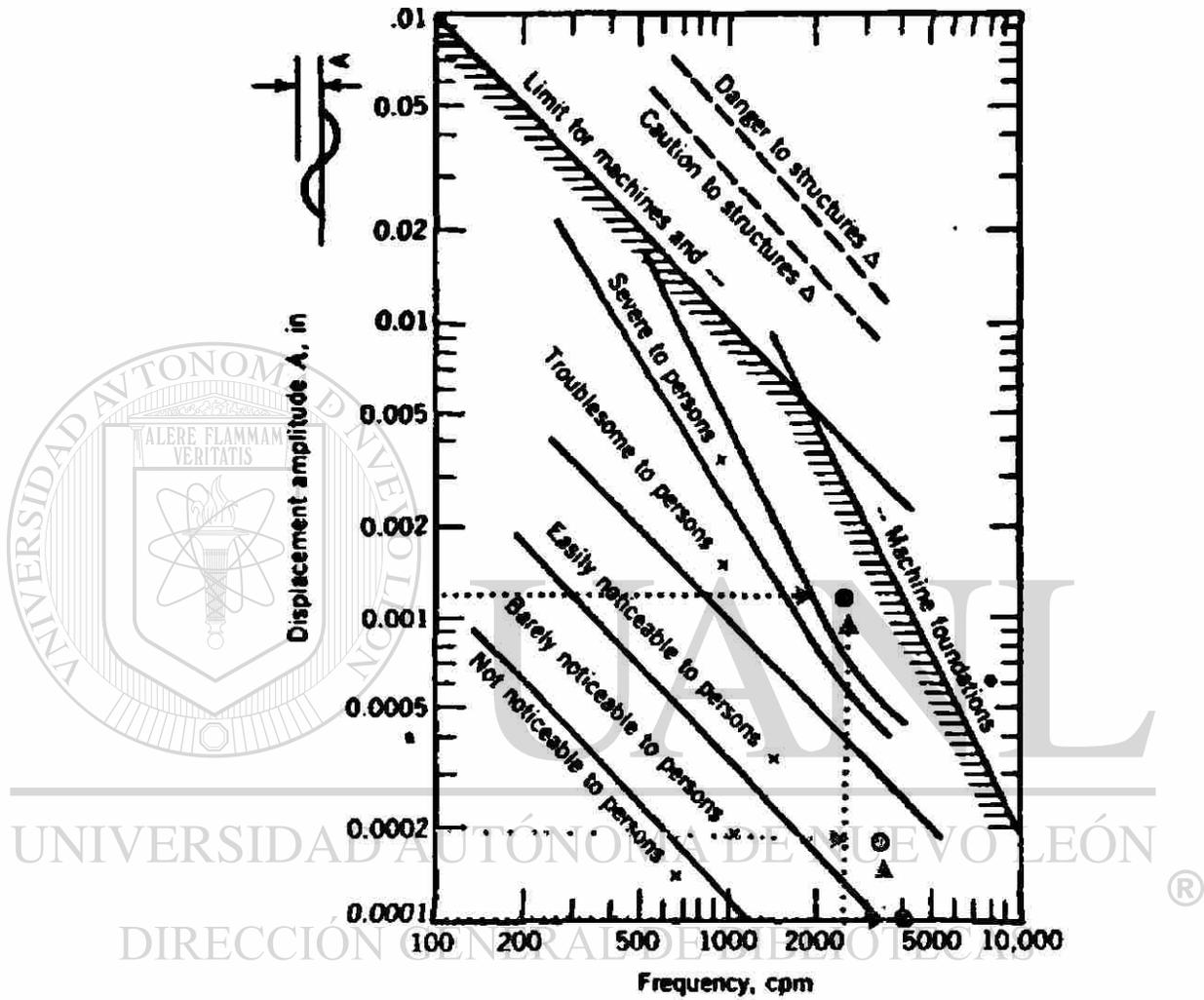
Sin Aislamiento



Con Aislamiento

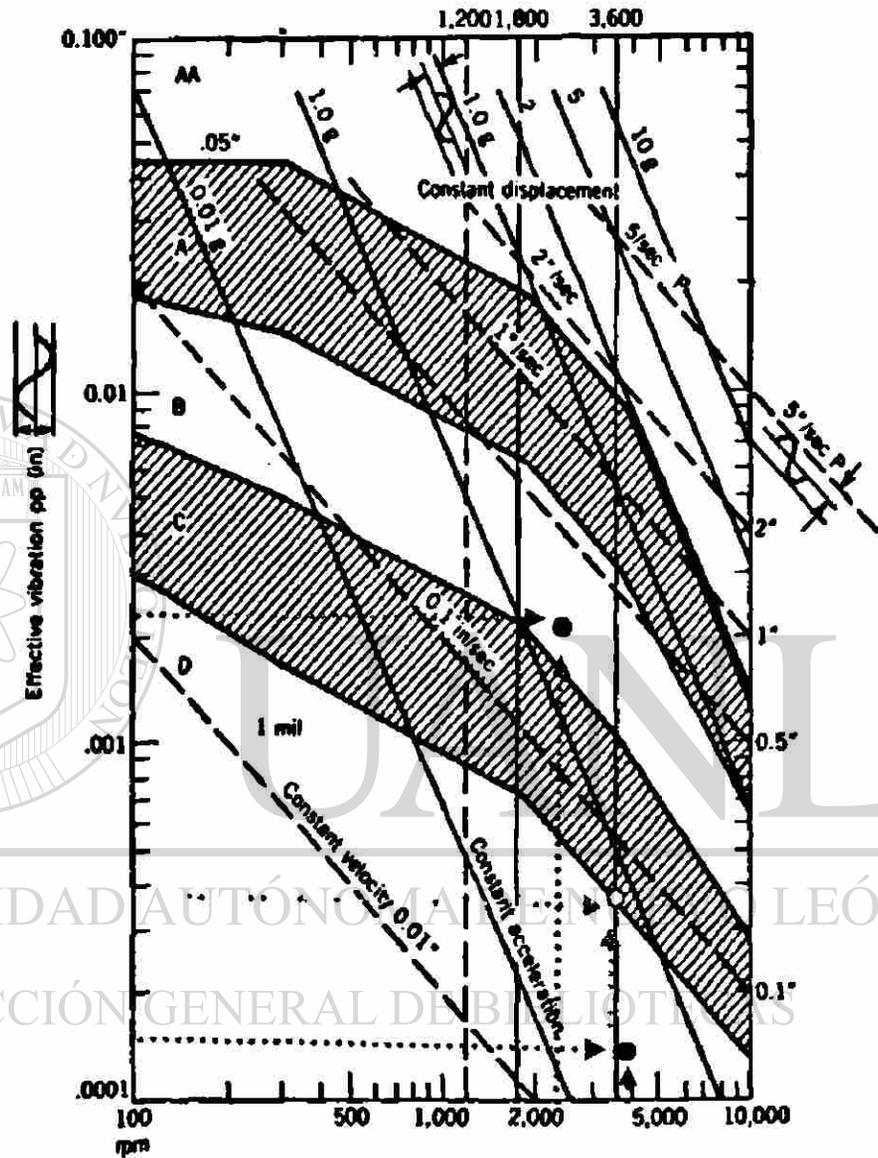


Turbina 3 Sin Aislamiento



- Velocidad Mínima
- ⊙ Velocidad Media
- Velocidad Máxima

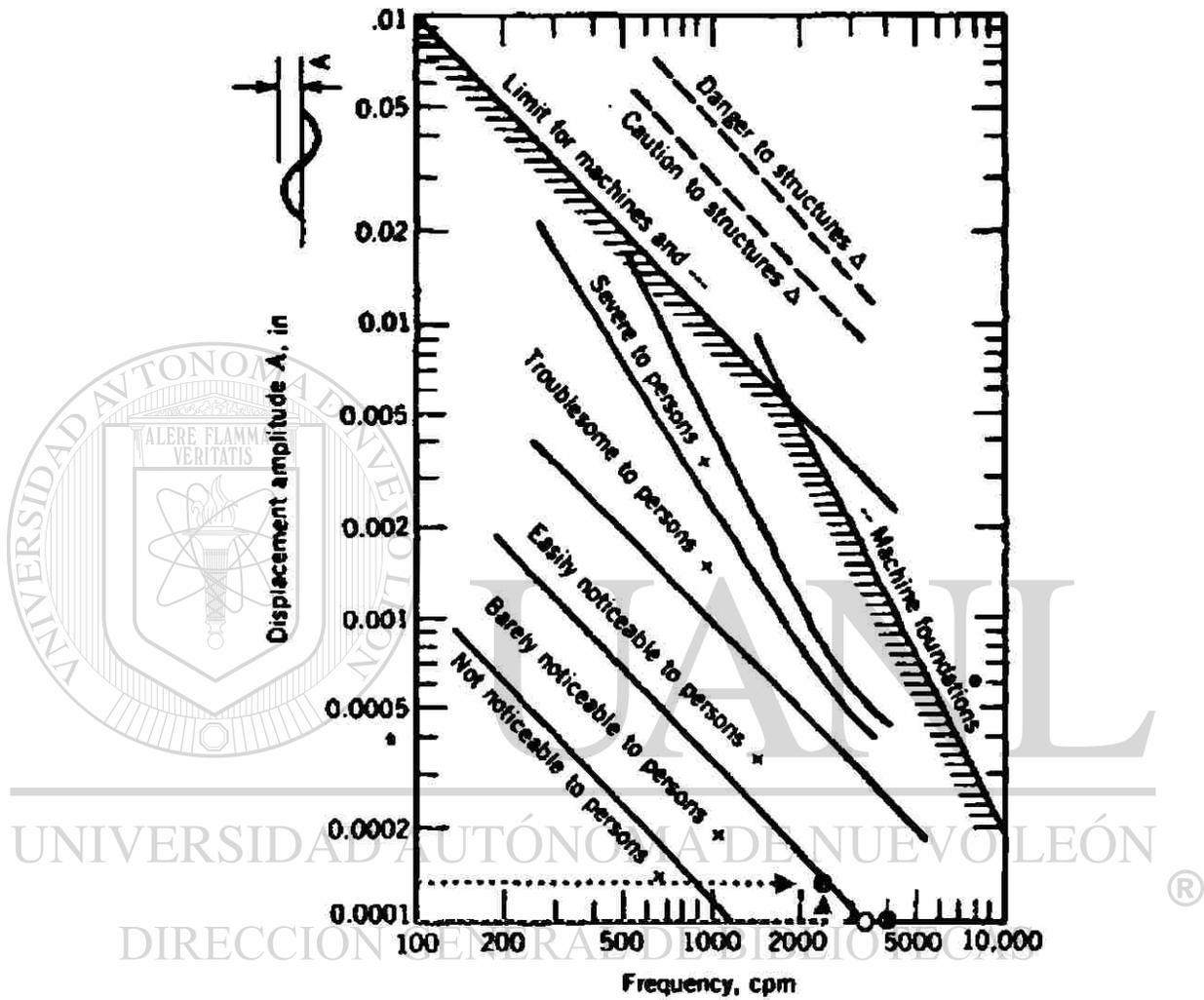
Turbina 3 Sin Aislamiento



- AA : Peligro. Interrupa inmediatamente
- A : Falla Cercana. Corrige en dos dias
- B : Problemas Moderados. Corrige en 10 dias
- C : Problemas Menores. Corrige si quiere gastar dinero
- D : Sin Problemas. Tipico de equipos nuevos

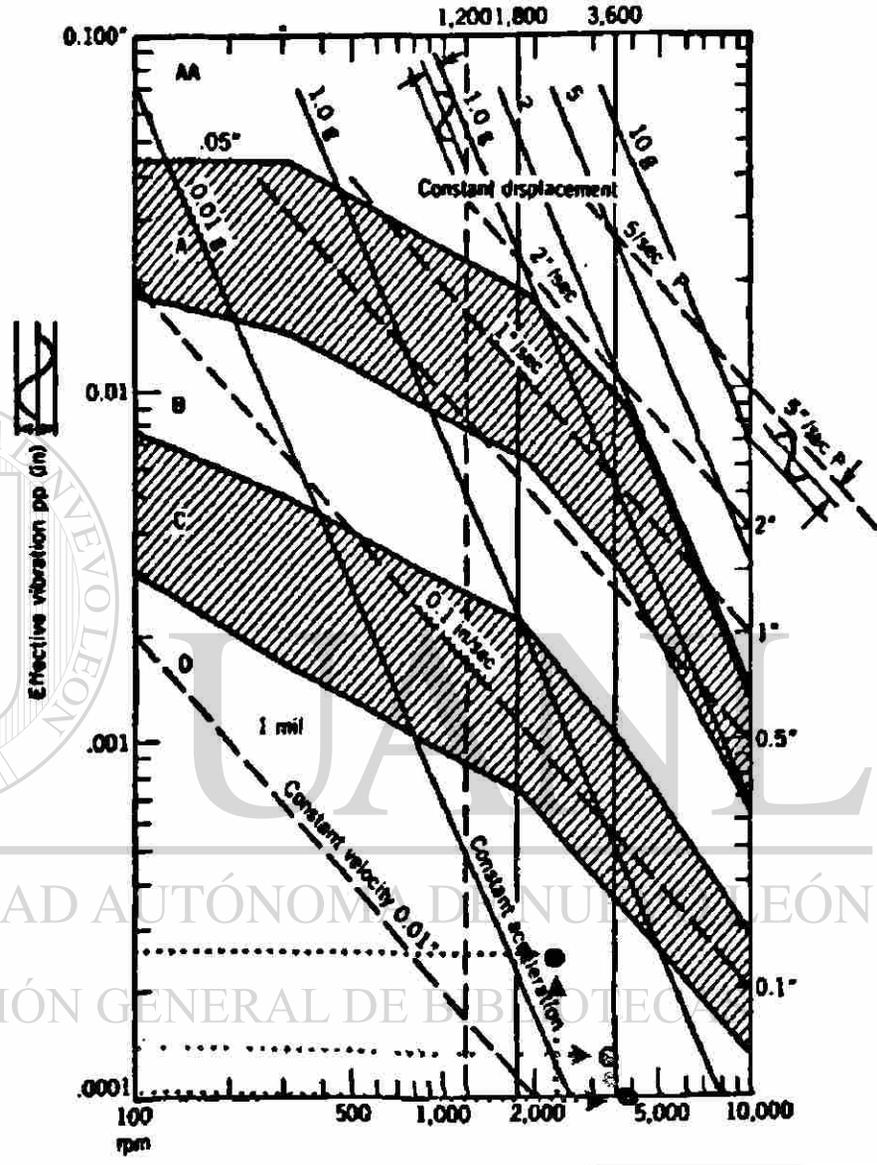
- Velocidad Mínima
- ⊙ Velocidad Media
- Velocidad Máxima

Turbina 3 Con Aislamiento



- Velocidad Mínima
- ⊙ Velocidad Media
- Velocidad Máxima

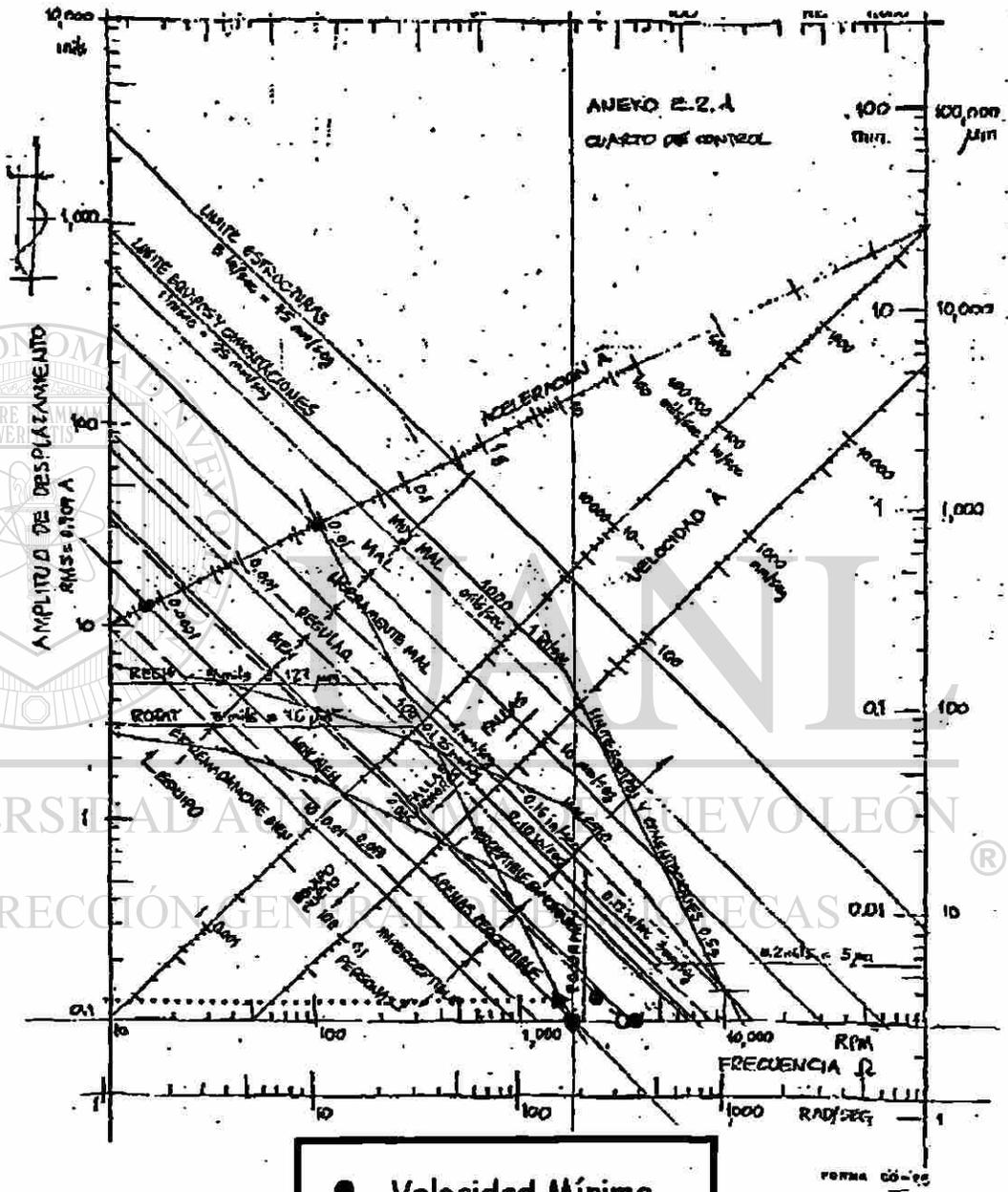
Turbina 3 Con Aislamiento



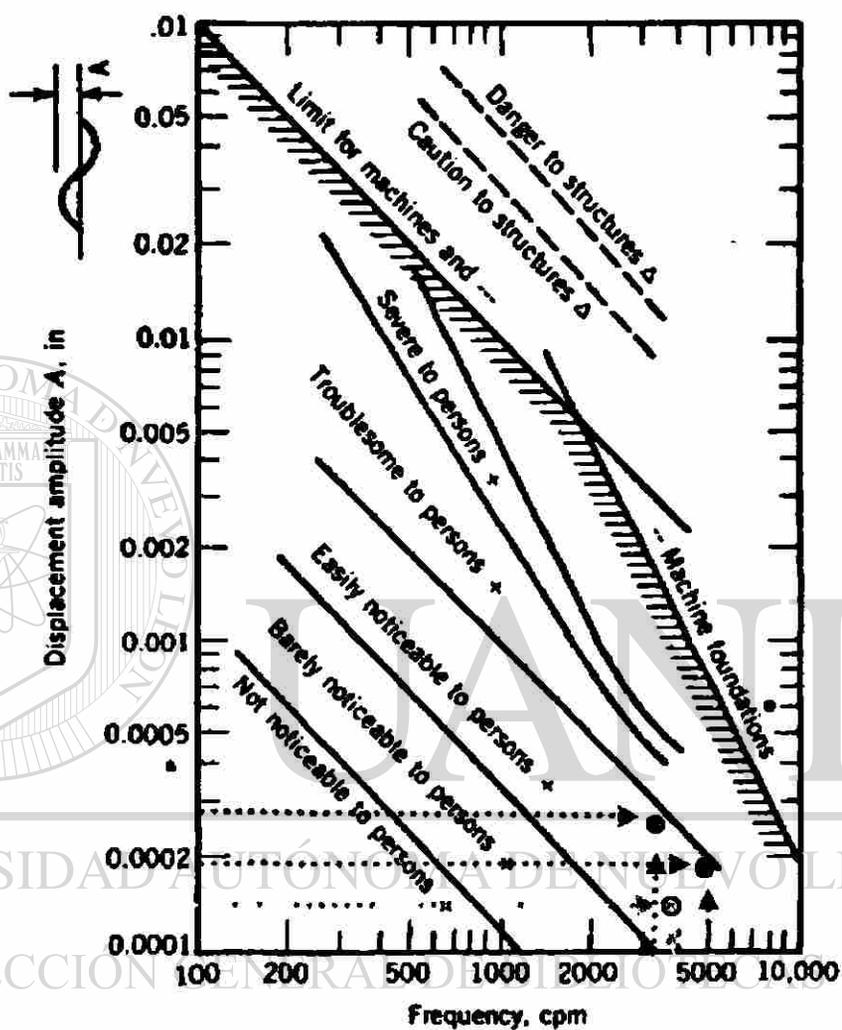
AA : Peligro. Interrupa inmediatamente
A : Falla Cercana. Corrige en dos días
B : Problemas Moderada. Corrige en 10 días
C : Problemas Menores. Corrige si quiere gastar dinero
D : Sin Problemas. Típica de equipos nuevos

- Velocidad Mínima
- ⊙ Velocidad Media
- Velocidad Máxima

Turbina 3 Con Aislamiento

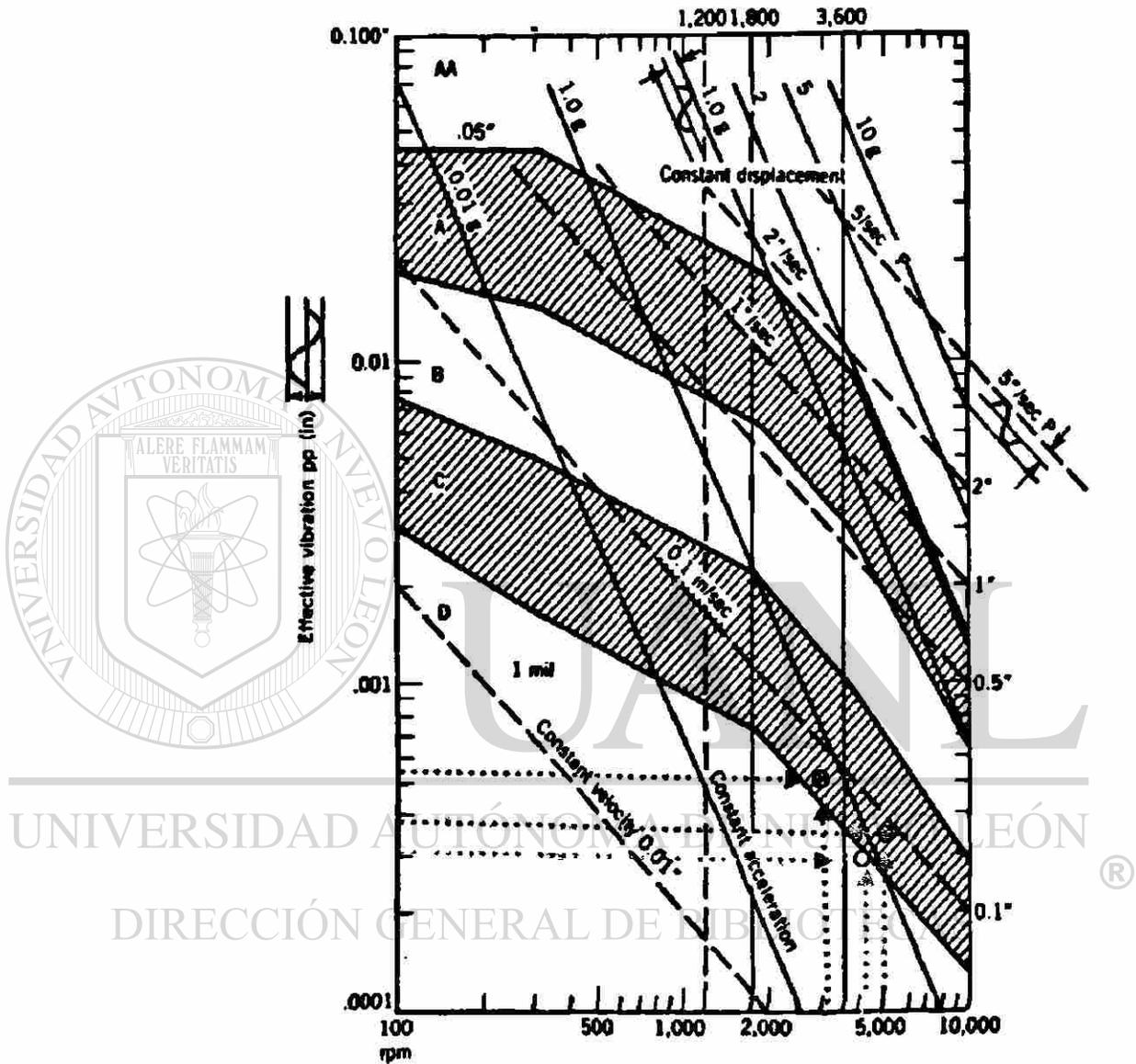


Turbina 4 Sin Aislamiento



- Velocidad Mínima
- ⊙ Velocidad Media
- ⊗ Velocidad Máxima

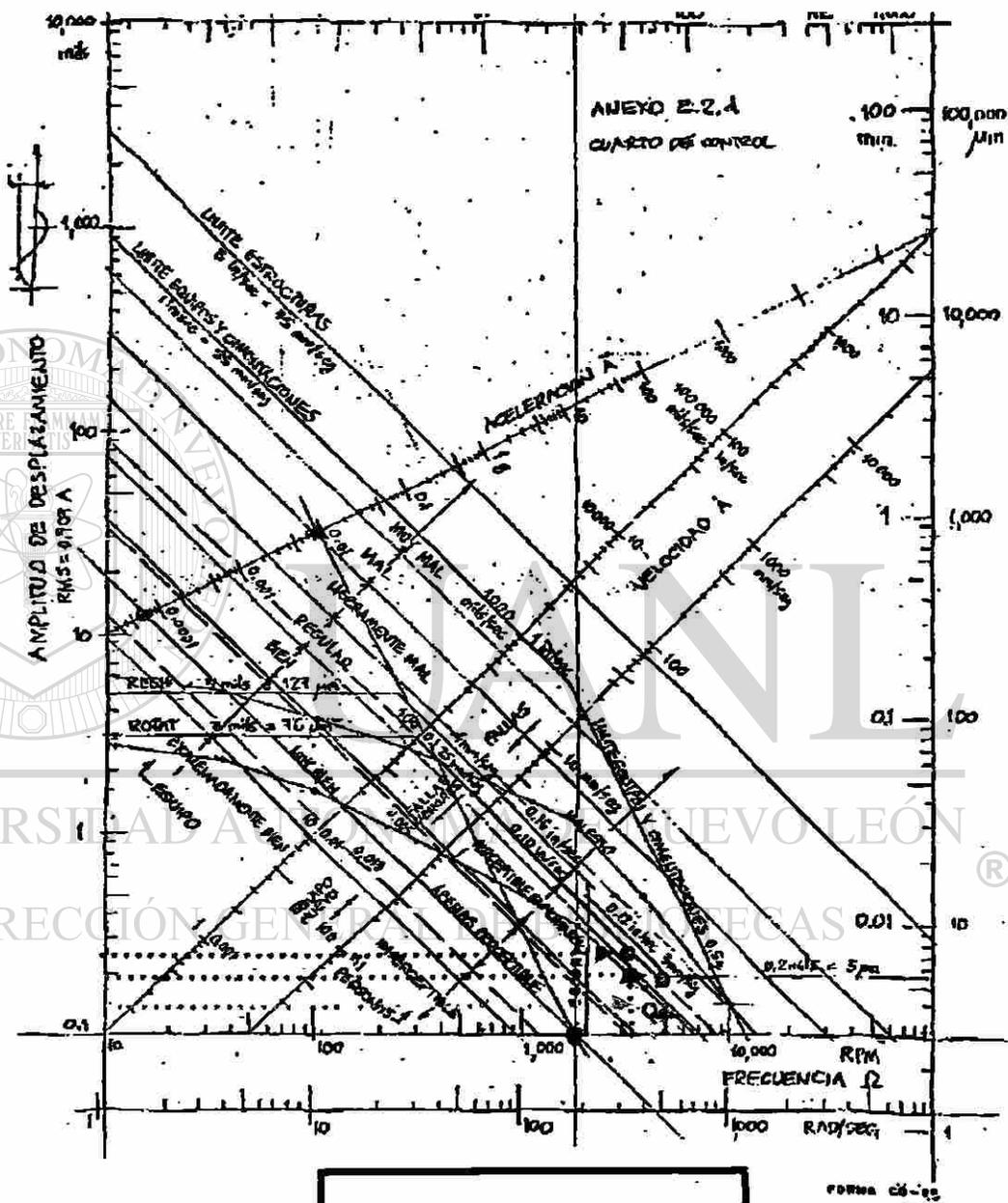
Turbina 4 Sin Aislamiento



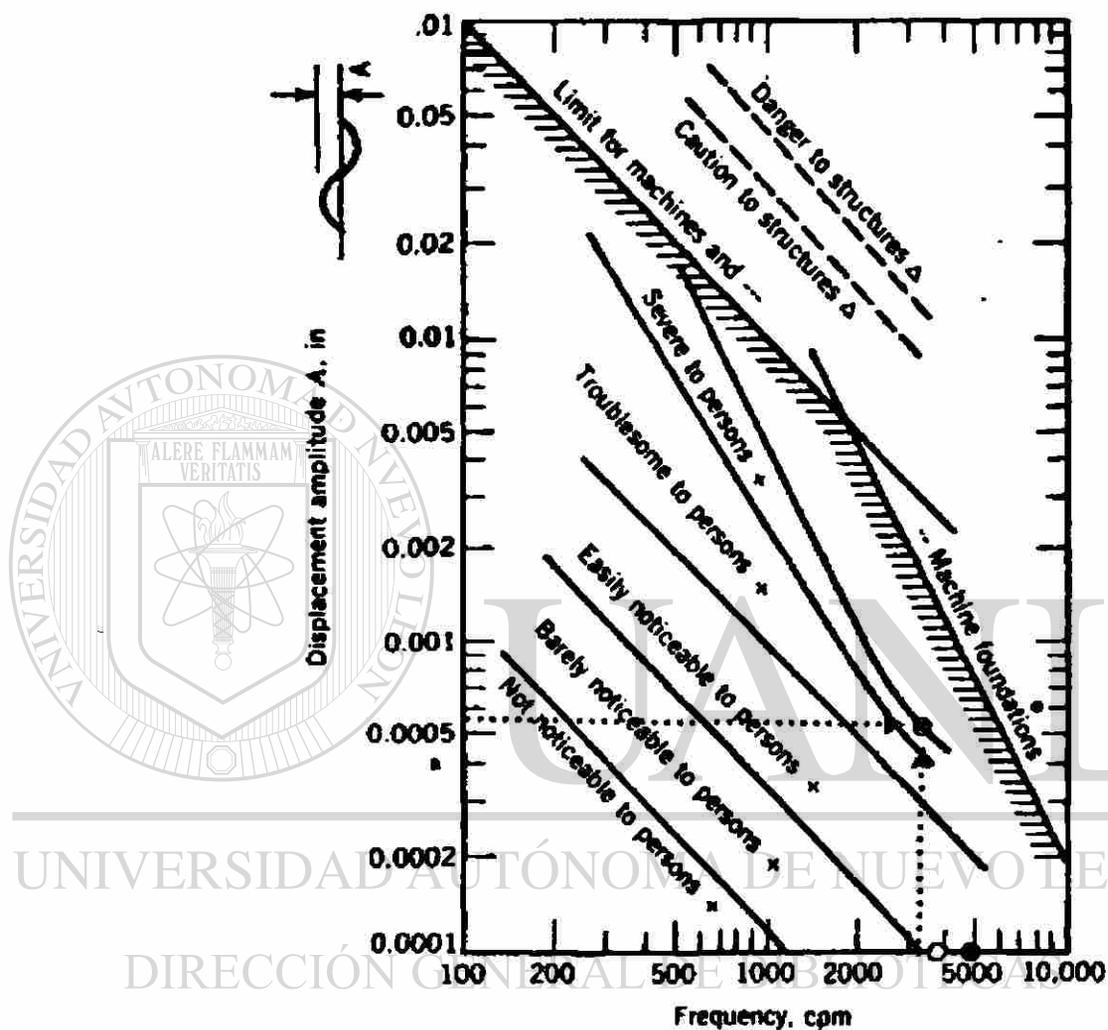
- AA : Peligro. Interrupción inmediata
- A : Falta Cercana. Corrige en dos días
- B : Problemas Moderados. Corrige en 10 días
- C : Problemas Menores. Corrige si quiere gastar dinero
- D : Sin Problemas. Típico de equipos nuevos

●	Velocidad Mínima
○	Velocidad Media
●	Velocidad Máxima

Turbina 4 Sin Aislamiento

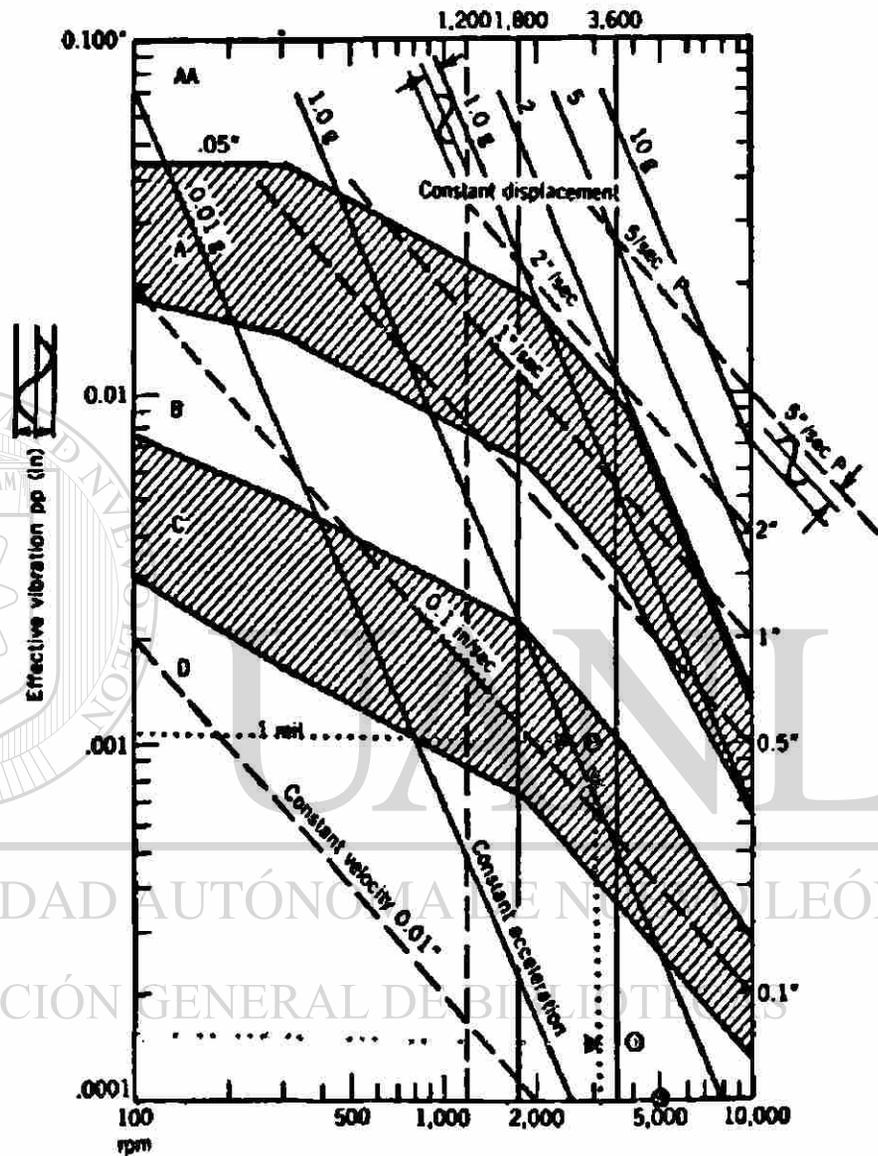


Turbina 4 Con Aislamiento



- Velocidad Mınima
- Velocidad Media
- Velocidad Mımima

Turbina 4 Con Aislamiento



- AA : Peligro. Interrumpa inmediatamente
- A : Falla Catastrófica. Corrígala en dos días
- B : Problemas Moderados. Corrígala en 10 días
- C : Problemas Menores. Corrígala si quiere gastar dinero
- D : Sin Problemas. Típico de equipos nuevos

●	Velocidad Mínima
⊙	Velocidad Media
●	Velocidad Máxima

Turbina 4 Con Aislamiento

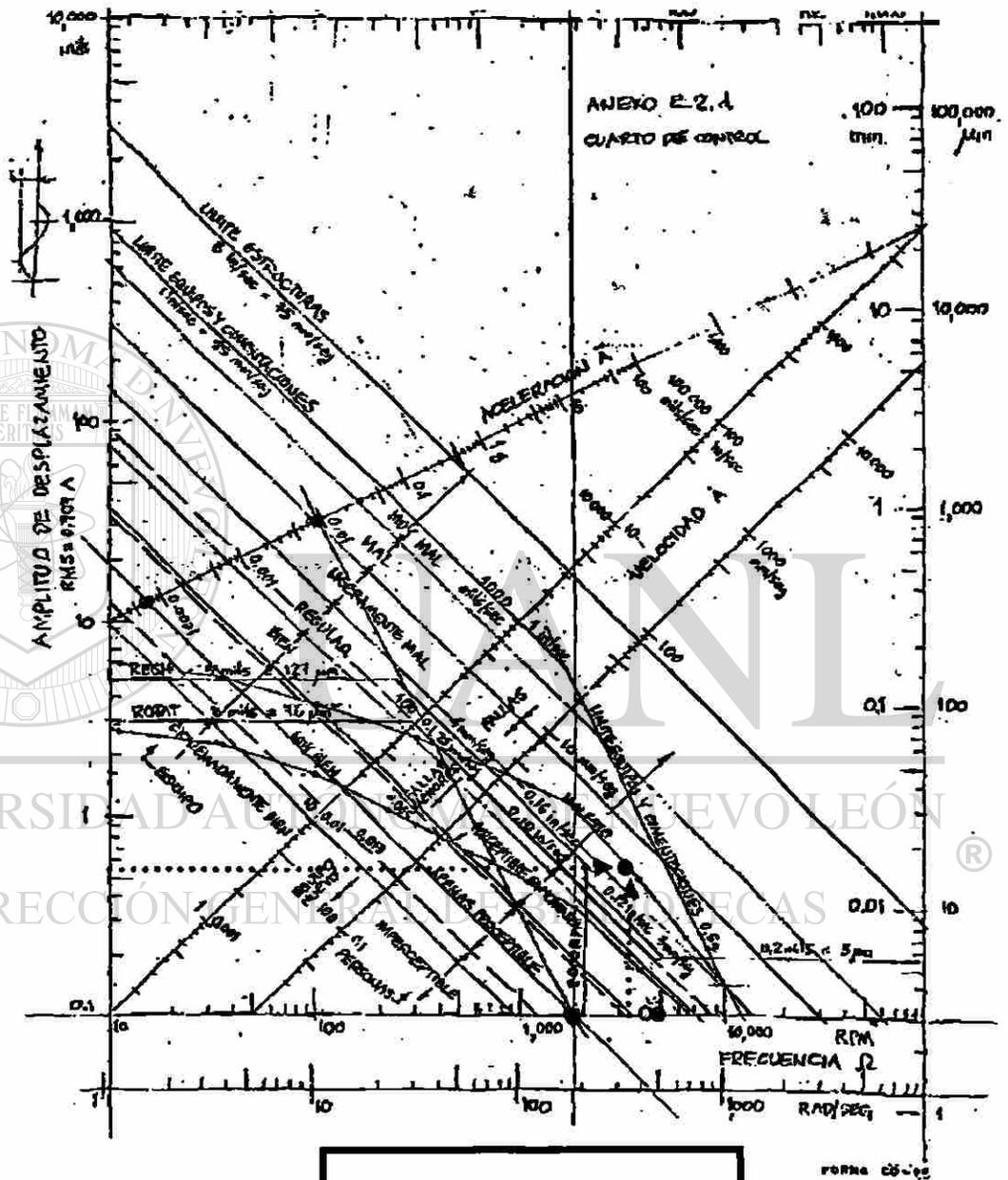


Tabla 2

Comparación de Amplitudes Máximas de Vibración (Pico a Pico)

Turbina	ω_{min} cm (in)	ω_{med} cm (in)	ω_{max} cm (in)
3	0.006600 (0.002598)	0.001000 (0.000394)	0.000400 (0.000157)
4	0.001400 (0.000551)	0.000800 (0.000315)	0.001000 (0.000394)

Velocidades de Operación

Turbina 3	Turbina 4 [®]
$\omega_{min} =$ 43.48 Hz (2608.65 rpm)	$\omega_{min} =$ 54.23 Hz (3253.80 rpm)
$\omega_{med} =$ 54.91 Hz (3294.60 rpm)	$\omega_{med} =$ 68.49 Hz (4109.63 rpm)
$\omega_{max} =$ 66.34 Hz (3980.55 rpm)	$\omega_{max} =$ 82.76 Hz (4965.45 rpm)

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Antonio Daniel Martínez Dibene

Candidato para el Grado de

Maestro en Ciencias con Especialidad en Estructuras

Tesis: APORTACIÓN METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE AISLAMIENTO DE BASE PARA ESTRUCTURAS DE SOPORTE DE MAQUINARIA ROTATORIA

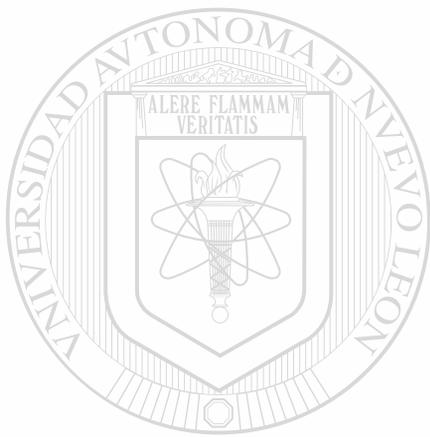
Campo de Estudio: Dinámica Estructural

Biografía:

Datos Personales: Nacido en La Paz, Baja California Sur el 23 de Diciembre de 1975, hijo de Juan Antonio Martínez Arias y Martha Eugenia Dibene Arriola.

Educación: Egresado del Instituto Tecnológico de La Paz, grado obtenido Ingeniero Civil en 1998 y Egresado en la Universidad Autónoma de Baja California Sur, pasante de Ingeniero en Desarrollo Computacional 1999.

Experiencia Profesional: Residente de construcción en la Cía. Embotelladora de B.C.S. S.A. de C.V. en 1999, estructurista en despacho estructural 2001 y becario en el departamento de estructura y materiales del Instituto de Ingeniería Civil en 2002.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



