

**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA CIVIL**

TEMA:

**DESARROLLO DE DISPOSITIVOS DE NEOPRENO COMO
MECANISMO DE AISLACIÓN DE VIBRACIONES EN BASES
DE MAQUINARIA ROTATORIA INDUSTRIAL**

AUTOR:

Delgado Zhagui, Erika Beatriz

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de
INGENIERO CIVIL**

TUTOR:

Ing. Casal Rodríguez, Xavier Federico, MSc

Guayaquil, Ecuador

19 de marzo del 2019



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA CIVIL**

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo de titulación fue realizado en su totalidad por **Delgado Zhagui Erika Beatriz**, como requerimiento para la obtención del título de **Ingeniero Civil**.

TUTOR

f. _____
Ing. Xavier Federico, Casal Rodríguez, MSc

DIRECTOR DE LA CARRERA

f. _____
Ing. Stefany Esther, Alcívar Bastidas, MSc

Guayaquil, a los 19 días del mes de marzo del año 2019



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA CIVIL**

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, Delgado Zhagui Erika Beatriz

DECLARO QUE:

El Trabajo de Titulación, **DESARROLLO DE DISPOSITIVOS DE NEOPRENO COMO MECANISMO DE AISLACIÓN DE VIBRACIONES EN BASES DE MAQUINARIA ROTATORIA INDUSTRIAL** previo a la obtención del título de **Ingeniero Civil**, ha sido desarrollado respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan en el documento, cuyas fuentes se incorporan en las referencias o bibliografías. Consecuentemente este trabajo es de mi total autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance del Trabajo de Titulación referido.

Guayaquil, a los 19 días del mes de marzo del año 2019

LA AUTORA

f. _____
Delgado Zhagui, Erika Beatriz



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA CIVIL**

AUTORIZACIÓN

Yo, **Delgado Zhagui Erika Beatriz**

Autorizo a la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil a la **publicación** en la biblioteca de la institución del Trabajo de Titulación, **DESARROLLO DE DISPOSITIVOS DE NEOPRENO COMO MECANISMO DE AISLACIÓN DE VIBRACIONES EN BASES DE MAQUINARIA ROTATORIA INDUSTRIAL**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y total autoría.

Guayaquil, a los 19 días del mes de marzo del año 2019

LA AUTORA

f. _____
Delgado Zhagui, Erika Beatriz

REPORTE URKUND



Urkund Analysis Result

Analysed Document: Delgado_Erika_FINAL.docx (D48686203)
Submitted: 3/6/2019 4:51:00 PM
Submitted By: claglas@hotmail.com
Significance: 2 %

Sources included in the report:

VIBRAVIONES MECANICAS V2.docx (D15058059)
Vibraciones.doc (D13033128)
GARCIA_PUJOS INVESTIGACION.doc (D35451888)
<https://www.monografias.com/trabajos/vibramec/vibramec.shtml>
<http://www.adocac.mx/web/images/descargas/cimentacion-2.pdf>

Instances where selected sources appear:

14

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la fuerza, el amor y la paz que me permiten seguir adelante. Por bendecirme y poner en mi camino a las personas adecuadas para poder alcanzar mis metas.

A mis padres, Rosa y Silvio, quienes son el motor de mi vida y me brindan su apoyo constante. Gracias por todo el cariño y paciencia que me han dado durante mi etapa universitaria.

A mi hermano Edgar, por su ejemplo de cooperación, lucha y valentía que me ha dado la fuerza para ser cada día mejor.

A mi hermana pequeña Ingrid, por ser la personita que llena de alegría mis días y es la razón principal de mi constante superación. Eres la cómplice más bella que en la vida he podido tener.

A mi enamorado, Alejandro quien ha estado desde el inicio y fin de este trabajo, y de muchos trabajos más. Gracias por el apoyo constante, por llenarme de felicidad y motivarme cada día a ser mejor.

A mis maestros por todas las enseñanzas durante mi formación universitaria; en especial al Ingeniero Xavier Casal, por el apoyo, conocimiento y tiempo brindado para desarrollar este trabajo.

DEDICATORIA

A mi mamá, por todo el amor, esfuerzo y sacrificio que ha hecho por mí y por mis hermanos. Eres la mejor.

Erika Delgado Zhagui



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL
FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA CIVIL**

f. _____

ING. XAVIER CASAL RODRÍGUEZ, MSc.
TUTOR

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

f. _____

ING. LILIA VALAREZO MORENO, MS.
DECANA DE LA FACULTAD

f. _____

ING. JOSÉ BARROS CABEZAS, MSc.
COORDINADOR DEL ÁREA

f. _____

ING. CARLOS CHON DÍAZ, MSc
OPONENTE

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	2
I.1 Generalidades	2
I.2 Antecedentes	3
I.3 Alcance.....	5
I.4 Objetivos	6
CAPÍTULO 1.....	7
MAQUINARIAS	7
1.1. Introducción	7
1.2. Tipos de maquinarias.....	7
1.2.1. Reciprocantes	7
1.2.2. Rotatorias.....	8
1.2.3. Impacto	8
1.2.4. Equipos especiales	9
1.3. Maquinarias rotatorias	10
1.3.1. Funcionamiento.....	10
1.3.2. Frecuencias de operación	10
1.3.3. Partes de una Máquina Rotatoria.....	11
1.4. Causas de la vibración en máquinas rotatorias	12
1.4.1. Vibración por desbalanceo.....	12
1.4.2. Vibración por desalineamiento	13
1.4.3. Vibración por excentricidad	14
1.4.4. Vibración generada por elementos rodantes defectuosos	15
1.4.5. Vibración generada por cojinetes de fricción defectuosos	15
1.4.6. Vibración por aflojamiento y golpeteo mecánico	16
1.4.7. Vibración debida a las correas y poleas.....	16
1.4.8. Vibración debida a problemas de engranaje	16
1.4.9. Vibración por fallas eléctricas.....	17
CAPÍTULO 2.....	18
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE ESTRUCTURAS AMORTIGUADAS	18
2.1. Introducción	18
2.2. Sistemas de un grado de libertad (1GDL).....	18
2.3. Ecuación de movimiento para sistema de 1GDL amortiguado sometido a una fuerza externa aplicando la Segunda Ley de Newton	19
2.4. Sistemas de 1GDL en vibración armónica con amortiguamiento viscoso	20
2.4.1. Solución complementaria	21

2.4.2. Solución particular	23
CAPÍTULO 3.....	31
APLICACIONES DE SISTEMAS CON AMORTIGUAMIENTO VISCOZO ..31	
3.1. Frecuencia natural y amortiguamiento viscoso mediante pruebas armónicas.....	31
3.1.1. Pruebas de resonancia	31
3.1.2. Evaluación del amortiguamiento	31
3.2. Disipación de energía por amortiguamiento viscoso	32
3.3. Amortiguamiento viscoso equivalente	36
3.4. Sistemas con amortiguamiento no viscoso.....	37
3.4.1. Vibración armónica con amortiguamiento independiente de la frecuencia	37
CAPITULO 4.....	41
RESPUESTA A LAS EXCITACIONES ARMÓNICAS	41
4.1 Respuesta ante un generador de vibración	41
4.1.1. Respuesta estructural	42
4.2 Aislamiento de vibraciones	43
4.3 Transmisibilidad.....	44
4.3.1 Reducción de la fuerza transmitida a la base.....	44
4.3.2 Transmisión del desequilibrio del rotor.....	47
4.3.3 Consideraciones prácticas sobre la transmisibilidad.....	47
4.4 Caso teórico I: Vibración de un motor sometido a una fuerza sinusoidal con amortiguamiento.....	49
4.5 Caso teórico II: Análisis comparativo de soportes con o sin aislamiento para diferentes relaciones de frecuencias.....	53
CAPÍTULO 5.....	63
CIMENTACIONES DE MAQUINARIAS	63
5.1 Introducción	63
5.2 Tipos de cimentación	63
5.3 Modos de vibración.....	66
CAPÍTULO 6.....	68
MECANISMO DE AISLAMIENTO	68
6.1 Introducción	68
6.2 Aisladores de neopreno.....	68
6.2.1 Propiedades del elastómero.....	68
6.2.2 Características de la goma.....	70
6.3 Ensayos.....	71
6.3.1 Ensayo de dureza (INEN 887)	72

6.3.2	Ensayo de resistencia a la tracción y alargamiento porcentual (INEN 1165).....	74
6.3.3	Ensayo por corte	79
6.3.4	Ensayo a compresión (INEN 887 y ASTM D395).....	81
6.3.5	Ensayo de módulo de corte.....	82
6.4	Configuración del aislador elastomérico	84
6.5	Diseño del sistema de aislamiento	85
6.5.1	Carga óptima.....	85
6.5.2	Factor de forma.....	86
6.5.3	Módulo dinámico del elastómero.....	86
6.5.4	Rigidez vertical.....	87
6.5.5	Rigidez horizontal (Post-fluencia).....	88
6.5.6	Frecuencia natural del aislador	88
6.6	Método bilineal para aisladores elastoméricos	89
CAPÍTULO 7.....		91
MODELAJE MATEMÁTICO.....		91
7.1	Introducción	91
7.2	Sistemas continuos y discretos.....	91
7.3	Modelo matemático	92
7.3.1	Modelo de sistema discreto de parámetros concentrados	92
7.3.2	Modelo de sistema discreto de parámetros distribuidos.....	93
CAPÍTULO 8.....		96
CRITERIOS DE ACEPTACIÓN DE VIBRACIONES		96
8.1	Introducción	96
8.2	Criterio de funcionamiento de maquinaria	96
8.2.1	Carta de Rathbone	97
8.2.2	Norma ISO	99
8.3	Criterio psicológico	102
8.4	Criterio estructural	104
8.4.1	Normativa DIN 4150 – 3.....	105
8.4.2	Normativa SN 640312.....	108
CAPÍTULO 9.....		110
MÉTODO PROPUESTO PARA EL ANÁLISIS DE LA CIMENTACIÓN		110
9.1	Introducción	110
9.2	Datos de la maquinaria.....	110
9.3	Datos del sistema de soporte	111
9.4	Caso práctico de estudio: Influencia de la aislación de bases en máquinas industriales rotatorias con dispositivos de neopreno.....	113

9.4.1	Descripción del caso de estudio.....	113
9.4.2	Dimensiones de la cimentación.....	113
9.4.3	Características de la maquinaria.....	114
9.4.4	Tipos de estudio.....	114
9.5	Elaboración de modelo matemático representativo	118
9.5.1	Tipo de software.....	118
9.5.2	Cálculo de parámetros	119
9.5.3	Coeficiente de balasto.....	121
9.5.4	Dimensiones y ubicación del material aislante.....	123
9.5.5	Procedimiento realizado en SAP2000.....	124
9.5.6	Frecuencia natural de vibración del sistema	130
9.5.7	Análisis de respuestas dinámicas	131
CAPÍTULO 10.....		144
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		144
10.1	Conclusiones.....	144
10.2	Recomendaciones.....	145
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		147
BIBLIOGRAFÍA.....		150
ANEXOS.....		151

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 6.1. MÓDULO DE CORTE DEL ELASTÓMERO SEGÚN AASHTO 14.7.6. (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	69
TABLA 6.2. PROPIEDADES NATURALES DE LOS AISLADORES DE GOMA. (MARTINEZ DIBENE, 2003).....	70
TABLA 6.3. DATOS DE DUREZA SHORE D Y LAS TEMPERATURAS TOMADAS DURANTE EL ENSAYO. TABLA TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	73
TABLA 6.4. RESULTADOS OBTENIDOS DEL ALARGAMIENTO PORCENTUAL. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	76
TABLA 6.5. ESFUERZO MÁXIMO A TENSIÓN. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	78
TABLA 6.6. REGISTRO DE DESPLAZAMIENTO - PROTOTIPO: SHORE 50. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	80
TABLA 6.7. REGISTRO DE DESPLAZAMIENTO - PROTOTIPO: SHORE 60. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	81
TABLA 6.8. REGISTRO DE DESPLAZAMIENTO - PROTOTIPO: SHORE 70. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	81
TABLA 6.9. RESULTADOS DE MÓDULO CORTANTE PARA SHORE 50, 60 Y 70. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	84
TABLA 8.1. CLASIFICACIÓN DE MAQUINARIA SEGÚN ISO 2372. TOMADO DE (PINTOR BOROBIA).	100
TABLA 8.2. CLASIFICACIÓN DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN SEGÚN ISO 3945. TOMADO DE (PINTOR BOROBIA).....	101
TABLA 8.3. NIVELES DE PERCEPCIÓN EN LAS PERSONAS SEGÚN LA FRECUENCIA, ACELERACIÓN Y VELOCIDAD DE LA VIBRACIÓN SEGÚN EL MINISTERIO SOVIÉTICO DE INGENIERÍA METALÚRGICA Y QUÍMICA, 1955. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).....	102
TABLA 8.4. EVALUACIÓN DE LOS EFECTOS DE VIBRACIONES EN ESTRUCTURAS - VELOCIDADES MÁXIMAS PARA VIBRACIONES DE CORTA DURACIÓN. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).	106
TABLA 8.5. EVALUACIÓN DE LOS EFECTOS DE VIBRACIONES EN ESTRUCTURAS - VELOCIDADES MÁXIMAS PARA VIBRACIONES DE LARGA DURACIÓN. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).	107
TABLA 8.6. CATEGORÍAS ESTRUCTURALES - NORMA: SN 640312. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).	108
TABLA 8.7. CRITERIOS DE ACEPTACIÓN PARA DIFERENTES CATEGORÍAS ESTRUCTURALES Y FUENTE DE ORIGEN (M O S). TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).....	109
TABLA 9.1. CARACTERÍSTICAS DE LA MAQUINARIA ROTATORIA.....	114
TABLA 9.2. PROPIEDADES DEL CAUCHO SHORE 70.	119
TABLA 9.3. PROPIEDADES DEL DISPOSITIVO DE NEOPRENO SHORE 70.....	120
TABLA 9.4. CÁLCULO DE COEFICIENTE DE BALASTO VERTICAL.	123

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1. MÁQUINA RECIPROCANTE. (MUNDO MOTOR, 2017)	8
FIGURA 1.2. MÁQUINA ROTATORIA	8
FIGURA 1.3. MÁQUINA DE IMPACTO (MARTINETE)	9
FIGURA 1.4. APLICACIONES DE MAQUINARIA ROTATORIA	11
FIGURA 1.5. PARTES QUE COMPONEN A UNA MÁQUINA ROTATORIA. (MARISCAL CHUSCANO, 2013)	12
FIGURA 1.6. APARIENCIA ESPECTRAL DEL DESBALANCEO. (PALOMINO MARÍN, 1997)	13
FIGURA 1.7. DESALINEAMIENTO ANGULAR. (PINTOR BOROBIA).....	14
FIGURA 1.8. DESALINEAMIENTO PARALELO. (PINTOR BOROBIA)	14
FIGURA 1.9. ESPECTRO CON HOLGURA DE COJINETE RESPECTO AL EJE. (PALOMINO MARÍN, 1997)	15
FIGURA 2.1 SISTEMA DE UN GRADO DE LIBERTAD Y SUS TRES COMPONENTES. (CHOPRA, 2012)	19
FIGURA 2.2. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARA UN SISTEMA DE 1GDL. (CHOPRA, 2012)	20
FIGURA 2.3. VIBRACIÓN LIBRE PARA SISTEMAS CON 1GDL CON AMORTIGUAMIENTO VISCOSO MENOR, IGUAL Y MAYOR AL VALOR CRÍTICO. (CHOPRA, 2012).....	23
FIGURA 2.4. RESPUESTA DE UN SISTEMA AMORTIGUADO ANTE UNA FUERZA ARMÓNICA CON $\xi=0.05$, $u_0 = 0.5p_0/k$ Y $u_0 = \omega n p_0/k$. (SÁNCHEZ, 2014).....	24
FIGURA 2.5. RESPUESTA DE UN SISTEMA CON ξ IGUAL A 5% SOMETIDO ANTE UNA FUERZA SINUSOIDAL DE FRECUENCIA $\omega n = \omega$; $u_0 = u_0 = 0$. (CHOPRA, 2012)	25
FIGURA 2.6. CURVAS DE RESPUESTA QUE RELACIONAN Rd Y ϕ CON $\omega/\omega n$ PARA DIFERENTES VALORES DE AMORTIGUAMIENTO. (CHOPRA, 2012)	26
FIGURA 2.7. RESPUESTA ESTACIONARIA DE SISTEMAS CON $\xi = 0.2$ AL SOMETERSE A UNA FUERZA SINUSOIDAL PARA DIFERENTES RELACIONES $\omega/\omega n$. (CHOPRA, 2012)	28
FIGURA 2.8. FACTORES DINÁMICOS DE DEFORMACIÓN (A), VELOCIDAD (B) Y ACELERACIÓN (C) DE UN SISTEMA AMORTIGUADO SUJETO A UNA FUERZA ARMÓNICA. (CHOPRA, 2012)	29
FIGURA 3.1. CURVA DE RESPUESTA EN LA FRECUENCIA PARA EVALUACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO. (CHOPRA, 2012)	32
FIGURA 3.2. ENERGÍA DE ENTRADA E_I Y ENERGÍA DISIPADA E_D PARA AMORTIGUAMIENTO VISCOSO. (CHOPRA, 2012)	33
FIGURA 3.3. LAZOS DE HISTÉRESIS PARA AMORTIGUADOR VISCOSO (A) Y PARA UN RESORTE Y AMORTIGUADOR VISCOSO EN PARALELO (B). (CHOPRA, 2012) ...	35
FIGURA 3.4. REPRESENTACIÓN GRÁFICA DE LA PÉRDIDA DE ENERGÍA E_D Y LA DEFORMACIÓN MÁXIMA E_{So} , DURANTE UN CICLO DE VIBRACIÓN ARMÓNICA. (CHOPRA, 2012)	35
FIGURA 3.5. RELACIÓN FUERZA-DESPLAZAMIENTO BAJO CARGA CÍCLICA CON AMPLITUD u_0 OBTENIDA A PARTIR DE EXPERIMENTOS. (CHOPRA, 2012).....	37
FIGURA 3.6. ENERGÍA DISIPADA EN UN SISTEMA POR AMORTIGUAMIENTO VISCOSO Y POR AMORTIGUAMIENTO INDEPENDIENTE DE LA FRECUENCIA. (CHOPRA, 2012)	38
FIGURA 3.7. RESPUESTA DEL SISTEMA CON AMORTIGUAMIENTO INDEPENDIENTE DE LA FRECUENCIA, SOLUCIÓN EXACTA (LÍNEA CONTINUA) Y APROXIMADA	

EMPLEANDO AMORTIGUAMIENTO VISCOZO EQUIVALENTE (LÍNEA PUNTEADA). (CHOPRA, 2012).....	40
FIGURA 4.1. GENERADOR DE VIBRACIÓN. (CHOPRA, 2012).....	41
FIGURA 4.2. GENERADOR DE VIBRACIÓN EN POSICIÓN INICIAL (A) Y DURANTE UN TIEMPO T (B). (CHOPRA, 2012).....	42
FIGURA 4.3. VARIACIÓN DE LA AMPLITUD DE ACELERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA RELACIÓN DE FRECUENCIAS ω/ω_n . (CHOPRA, 2012).....	43
FIGURA 4.4. MÁQUINA ROTATORIA. (PINTOR BOROBIA).....	45
FIGURA 4.5. VENTILADOR SUJETO A LA CIMENTACIÓN RÍGIDA POR MEDIO DE UN VOLADO. (PINTOR BOROBIA).....	45
FIGURA 4.6. SISTEMA MECÁNICO IDEALIZADO EN UN SISTEMA DE UN GRADO DE LIBERTAD. (PINTOR BOROBIA).....	46
FIGURA 4.7. TRANSMISIBILIDAD. (PINTOR BOROBIA).....	48
FIGURA 4.8. TABLA DE RESULTADOS CASO TEÓRICO.....	60
FIGURA 5.1. CIMENTACIÓN TIPO BLOQUE. TOMADO DE (PEÑA CARRERA, 2019) Y (SRINIVASULU & VAIDYANATHAN, 1976).....	64
FIGURA 5.2. CIMENTACIÓN TIPO CAJÓN. TOMADO DE (PEÑA CARRERA, 2019) Y (SRINIVASULU & VAIDYANATHAN, 1976).....	64
FIGURA 5.3. CIMENTACIÓN TIPO MURO. TOMADO DE (PEÑA CARRERA, 2019) Y (SRINIVASULU & VAIDYANATHAN, 1976).....	64
FIGURA 5.4. CIMENTACIÓN TIPO MARCO. TOMADO DE (PEÑA CARRERA, 2019) Y (SRINIVASULU & VAIDYANATHAN, 1976).....	65
FIGURA 5.5. CIMENTACIÓN TIPO BLOQUE Y SUS MODOS DE VIBRACIÓN.	67
FIGURA 6.1. COMPORTAMIENTO DEL APOYO DE NEOPRENO BAJO LA APLICACIÓN DE UNA FUERZA HORIZONTAL. (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	69
FIGURA 6.2. MEDICIÓN DE DUREZA SHORE EN CAUCHO. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	73
FIGURA 6.3. VARIACIÓN DE LA DUREZA (SHORE D) A DIFERENTES TEMPERATURAS (°C). GRÁFICA TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	74
FIGURA 6.4. DIMENSIONES DEL PROTOTIPO DE ELASTÓMERO TIPO B. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	74
FIGURA 6.5. ENSAYO A TRACCIÓN. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	75
FIGURA 6.6. CURVAS TÍPICAS DE TENSIÓN VS DEFORMACIÓN EN POLÍMEROS. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	77
FIGURA 6.7. CURVA ESFUERZO (G/MM) VS DEFORMACIÓN (MM) PARA SHORE 50. GRÁFICA TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	77
FIGURA 6.8. CURVA ESFUERZO (G/MM) VS DEFORMACIÓN (MM) PARA SHORE 60. GRÁFICA TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	78
FIGURA 6.9. CURVA ESFUERZO (G/MM) VS DEFORMACIÓN (MM) PARA SHORE 70. GRÁFICA TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	78
FIGURA 6.10. PROTOTIPO PARA EL ENSAYO A CORTE. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	79
FIGURA 6.11. ENSAYO A CORTE. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	79
FIGURA 6.12. CURVA FUERZA VS DESPLAZAMIENTO – MODELO BILINEAL. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	80
FIGURA 6.13. DIMENSIONES DEL PROTOTIPO DEL ENSAYO A COMPRESIÓN. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	81

FIGURA 6.14. CURVAS DE HISTÉRESIS DEL ENSAYO A COMPRESIÓN. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	82
FIGURA 6.15. MÓDULO A COMPRESIÓN PARA DEFORMACIÓN DEL 25%. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	82
FIGURA 6.16. EQUIPO UTILIZADO PARA ENSAYO DE CORTE. IMAGEN TOMADA DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).....	83
FIGURA 6.17. FUNCIONAMIENTO DE ENSAYO A CORTE.	83
FIGURA 6.18. MÓDULO CORTANTE PARA SHORE 50, 60 Y 70. RESULTADOS TOMADOS DE (CORREA MANOSALVAS, 2011).	84
FIGURA 6.19. AISLADOR DE NEOPRENO PROPUESTO	85
FIGURA 6.20. COMPORTAMIENTO HISTERÉTICO BILINEAL DEL AISLADOR. (RAMOS CHOQUEHUANCA, 2018).....	89
FIGURA 7.1. MODELO Y DISCRETIZACIÓN DE UN SISTEMA CONTINUO.	95
FIGURA 8.1. CARTA DE RATHBONE. TOMADO DE (GARCÍA REYNOSO, LORANDI MEDINA, HERNÁNDEZ SILVA, HERMIDA SABA, & LADRÓN DE GUEVARA DURÁN, 2007)	98
FIGURA 8.2. GRÁFICA DE LA SEVERIDAD DE LA VELOCIDAD Y ACELERACIÓN DE LAS VIBRACIONES PARA DIFERENTES FRECUENCIAS. TOMADO DE (TORRES, ROYO, & RABANAQUE, 2000).	99
FIGURA 8.3. GRÁFICO DE LA PERCEPCIÓN DE LA VIBRACIÓN EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA Y DESPLAZAMIENTO SEGÚN EL MINISTERIO SOVIÉTICO DE INGENIERÍA METALÚRGICA Y QUÍMICA, 1955. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).	103
FIGURA 8.4. GRÁFICO DE LA PERCEPCIÓN DE LA VIBRACIÓN EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA Y LA ACELERACIÓN PICO SEGÚN EL MINISTERIO SOVIÉTICO DE INGENIERÍA METALÚRGICA Y QUÍMICA, 1955. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).	104
FIGURA 8.5. EFECTOS DE LAS VIBRACIONES EN PERSONAS Y ESTRUCTURAS SEGÚN (BACHMANN & AMMANN, 1987) Y (BRITISH STANDARDS INSTITUTION, 1992).	105
FIGURA 8.6. EVALUACIÓN DE LOS EFECTOS DE VIBRACIONES EN ESTRUCTURAS - VELOCIDADES MÁXIMAS DE LA CIMENTACIÓN PARA VIBRACIONES DE CORTA DURACIÓN. TOMADO DE (ALEGRET TERRÉS, 2004).	107
FIGURA 9.1. PROYECCIÓN 3D DEL MODELO REALIZADO EN SAP2000.....	114
FIGURA 9.2. SISTEMA SIN AISLADORES - VISTA: ELEVACIÓN.	115
FIGURA 9.3. SISTEMA SIN AISLADORES - VISTA: PLANTA.	115
FIGURA 9.4. SISTEMA SIN AISLADORES - VISTA: 3D.	115
FIGURA 9.5. SISTEMA CON AISLADORES - VISTA: ELEVACIÓN.	116
FIGURA 9.6. SISTEMA CON AISLADORES - VISTA: PLANTA.....	116
FIGURA 9.7. SISTEMA CON AISLADORES - VISTA: 3D.	116
FIGURA 9.8. FUERZA DE DESBALANCEO - COMPONENTE: HORIZONTAL. UNIDADES: TONF.	117
FIGURA 9.9. FUERZA DE DESBALANCEO - COMPONENTE: VERTICAL. UNIDADES: TONF.	117
FIGURA 9.10. PESO PROPIO DE LA MAQUINARIA. UNIDADES: TONF.	118
FIGURA 9.11. PLACA, COMPONENTE DEL DISPOSITIVO DE NEOPRENO.....	121
FIGURA 9.12. CIMENTACIÓN MODELADA EN SAP2000.....	122
FIGURA 9.13. PLANTA DE LA CIMENTACIÓN DE LA MAQUINARIA.	123
FIGURA 9.14. DEFINICIÓN DE TIME HISTORIA PARA FUNCIÓN SINUSOIDAL.....	124
FIGURA 9.15. ASIGNACIÓN DE MASAS CONCENTRADAS EN SAP2000	125

FIGURA 9.16. PATRONES DE CARGA INGRESADOS EN SAP2000	126
FIGURA 9.17. CASO DE CARGA PARA COMPONENTE VERTICAL - MODAL	126
FIGURA 9.18. CASO DE CARGA PARA COMPONENTE HORIZONTAL – MODAL	127
FIGURA 9.19. CASO DE CARGA PARA COMPONENTE HORIZONTAL – INTEGRACIÓN DIRECTA.....	128
FIGURA 9.20. CASO DE CARGA PARA COMPONENTE VERTICAL – INTEGRACIÓN DIRECTA.....	128
FIGURA 9.21. PROPIEDADES DEL AISLADOR DE CAUCHO INGRESADOS EN SAP2000. UNIDADES: KN-MM.	129
FIGURA 9.22. PROPIEDADES DEL AISLADOR DE CAUCHO EN DIRECCIÓN U1. UNIDADES: KN-MM.	129
FIGURA 9.23. PROPIEDADES DEL AISLADOR DE CAUCHO EN DIRECCIÓN U2 Y U3. UNIDADES: KN-MM.	130
FIGURA 9.24. FRECUENCIA NATURAL DEL SISTEMA - MODO 1 $T=0,093$ s.	131

RESUMEN

Generalmente, los edificios industriales requieren del empleo de maquinaria rotatoria para llevar a cabo sus procesos de operación. Toda maquinaria genera vibraciones, las cuales deberán estar dentro de los límites permisibles para asegurar un óptimo funcionamiento del equipo, evitar daños estructurales en el sistema de soporte y que los operarios mantengan una sensación de seguridad en su trabajo.

Estos efectos indeseables pueden aparecer a causa del fenómeno de resonancia en el cual se dan lugar a grandes desplazamientos al amplificar de manera importante las vibraciones en el sistema. Este fenómeno ocurre cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema. Por esta razón, se propone la implementación de dispositivos de neopreno como aislante entre la cimentación y la base de la maquinaria rotatoria, para disminuir la amplitud de vibración y la transmisión de las fuerzas de excitación.

Este trabajo de grado presenta el desarrollo de dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones en bases de maquinaria rotatoria industrial, para lo cual se realizó una investigación del diseño y cálculo de propiedades del aislador. Además, se elaboró un modelo matemático para realizar un análisis dinámico lineal historia tiempo del sistema con y sin aisladores de neopreno, cuyos resultados fueron comparados a fin de obtener un análisis de la respuesta dinámica del sistema en resonancia y de los beneficios de la incorporación de los aisladores.

Palabras Claves: vibración, aislador, neopreno, cimentación, maquinaria, rotatoria, resonancia, análisis, diseño.

ABSTRACT

Generally, industrial buildings require to use rotating machinery to carry out their operating processes. All machinery generates vibrations, which must be within permissible limits to ensure optimum equipment operation, prevent structural damage to the support system and that operators maintain a sense of safety in their work.

These undesirable effects can appear because of the phenomenon of resonance in which large displacements occur when amplifying in an important way the vibrations in the system. This phenomenon occurs when the excitation frequency coincides with one of the natural frequencies of the system. For this reason, the implementation of neoprene devices is proposed as an insulator between the foundation and the base of the rotating machinery, in order to reduce the amplitude of vibration and the transmission of the excitation forces.

This dissertation document presents the development of neoprene devices as a vibration isolation mechanism in industrial rotating machinery bases, for which a design research and calculation of the insulator's properties was carried out. In addition, a mathematical model was developed to perform a dynamic linear analysis of the time history of the system with and without neoprene insulators, whose results were compared in order to obtain an analysis of the dynamic response of the system in resonance and the benefits of the incorporation of the insulators.

Key words: vibration, insulator, neoprene, foundation, machinery, rotary, resonance, analysis, design.

INTRODUCCIÓN

I.1 Generalidades

Se conoce que cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del sistema, se da origen al fenómeno de resonancia dando lugar a grandes desplazamientos y amplificando de manera importante a las vibraciones del sistema. Para la mayoría de los sistemas mecánicos, la presencia de grandes desplazamientos provoca problemas en su configuración como la aparición de tensiones y deformaciones que pueden llegar a ocasionar fallos en el sistema. No solamente se presentan deterioros en el sistema mecánico como tal, en estructuras cercanas también se puede llegar a causar daños como no estructurales y psicológicos.

En consecuencia, se debe evitar que el sistema entre en resonancia por lo que estas condiciones deberán de ser tratadas en el diseño y construcción del sistema mecánico. En la mayoría de los casos, las frecuencias de excitación vienen impuestas por los requerimientos funcionales del sistema; en ese caso, deberán controlarse las frecuencias naturales del sistema para conseguir evitar la presencia de la resonancia. La colocación de aisladores es una alternativa adecuada para desincronizar estas frecuencias y abatir el nivel de vibración del sistema.

La introducción de un elastómero como el neopreno, que actúe como aislante entre la cimentación (masa vibrante) y la base de la maquina rotatoria (fuente de vibración), permite evadir efectos indeseables al reducir la magnitud de respuesta dinámica del sistema. Además, la implementación de aisladores reduce la transmisión de las fuerzas de excitación o de las propias vibraciones entre las partes constituyentes del sistema.

I.2 Antecedentes

En muchos entornos industriales, las consecuencias de las vibraciones inducidas por la máquina pueden ser costosas, ya que la reparación asociada con daños, mantenimiento o reemplazo y las medidas correctivas necesarias para aislar los problemas de vibración hacen imperativo el diseño adecuado de la cimentación de la máquina y la adición de dispositivos de aislación de vibraciones.

El desarrollo industrial, en muchas ocasiones ha obligado a ingenieros civiles a realizar proyectos que requieren un alto nivel de especialización en diseño estructural debido a que este tipo de estructuras presentan problemas ante ciertas condiciones en el ambiente y sollicitaciones de carga comunes; ejemplo de ello es el deterioro por exposición a agentes agresivos, vibraciones excesivas en estructuras de soporte, agrietamientos por cimentaciones ineficientes, entre otros.

De acuerdo con (Martínez Dibene, 2003), el comportamiento del suelo de soporte es considerado generalmente como elástico, esto es razonable para el intervalo de niveles de vibración asociados a un buen diseño de la cimentación. Los parámetros más importantes en el diseño dinámico del mecanismo de aislamiento en las bases de una maquinaria rotatoria son la frecuencia natural y la amplitud de vibración del sistema (maquinaria – cimentación) en condiciones normales de operación.

Con respecto a los costos de construcción de la estructura de soporte de la maquinaria, representa una pequeña fracción del costo de la misma maquinaria, de los accesorios e instalación. Pero un diseño incorrecto, una mala construcción o un deficiente mecanismo de aislación de vibraciones, podrían ocasionar la falla del sistema maquinaria-cimentación, por lo que se

interrumpiría los procesos industriales y ocasionaría pérdidas económicas importantes.

El diseño de un elastómero como mecanismo de aislación de vibraciones, deberá de resolver el problema de que los movimientos de la maquinaria y la cimentación no sean excesivos para evitar desperfectos en la operación de esta e inclusive de maquinarias cercanas, así como también disminuir la perturbación en las personas que laboran en este tipo de áreas. Otro problema importante por resolver es la disminución de vibraciones transmitidas a la estructura de soporte, con el fin de evitar el efecto de resonancia, dado que este fenómeno sería devastador para el sistema maquinaria – cimentación.

En la práctica común el diseño de estructuras de soportes para maquinaria era el de proporcionar grandes masas de hormigón a fin de controlar las amplitudes de vibración y lograr resolver los problemas expuestos en los párrafos anteriores. Esto resultó satisfactorio, pero en la actualidad se buscan soluciones que sean más eficaces y económicas.

Cabe mencionar que, si la maquinaria se atornilla rígidamente a la estructura de soporte, el movimiento vibratorio puede verse reducido, pero la vibración transmitida a la cimentación es mayor. Esto conlleva a generar efectos perjudiciales aún a una distancia considerable del punto de origen de la vibración. En cambio, si se coloca un soporte flexible bajo la maquinaria en contacto con 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).

La implementación de aislamiento de base con elastómeros aplicado en estructuras de soporte en maquinaria rotatoria es conocido como una solución viable y económica para amortiguar las vibraciones producidas durante la operación de los procesos industriales. Para su efecto y estudio, resulta necesario solucionar analíticamente los modelos matemáticos que consideren el aislamiento proporcionado al sistema y con ello poder evaluar en forma convincente la eficiencia de su implementación. En este trabajo de titulación se proporciona información acerca del desarrollo de dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones para sistemas, específicamente, de maquinaria rotatoria y su cimentación.

I.3 Alcance

El presente trabajo de titulación consiste en realizar un estudio analítico de los problemas y los efectos de la resonancia en sistemas conformados por maquinaria rotatoria industrial y su cimentación con el fin de plantear como solución la implementación de dispositivos de neopreno fabricados en el país como mecanismo de aislación de vibraciones; así como también modelar, analizar y comparar las ventajas que brinda el uso de estos dispositivos.

I.4 Objetivos

General

Desarrollar dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones en bases de maquinaria rotatoria industrial

Específicos

- Realizar una amplia investigación acerca de los estudios y aplicaciones realizados sobre el tema de aislamiento de maquinaria rotatoria.
- Analizar la respuesta dinámica cuando la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del sistema.
- Desarrollar un documento que sirva de guía para el diseño de dispositivos de neopreno para bases de maquinaria rotatoria.
- Elaborar un método de análisis para evaluar la eficiencia de la implementación del sistema de aislación de vibraciones por medio del programa SAP2000.
- Evaluar el comportamiento dinámico que tienen las estructuras de soporte de maquinaria rotatoria cuando son provistas de sistemas de aislamiento de base.

CAPÍTULO 1

MAQUINARIAS

1.1. Introducción

Generalmente, todo proceso industrial requiere del empleo de máquinas, las mismas que generarán vibraciones las cuales serán transmitidas hacia sus soportes, por lo que es imprescindible conocer cuáles son los límites permisibles de vibración para asegurar un adecuado funcionamiento de la maquinaria. Estos límites serán establecidos de tal manera que eviten daños estructurales en el soporte y establezcan un ambiente de seguridad para los operarios.

La maquinaria frecuentemente se coloca sobre bloques aislados o apoyados directamente sobre el suelo, pero por causas del proceso o falta de espacio, a veces se suelen ubicar sobre sistemas convencionales de piso.

1.2. Tipos de maquinarias

En el mercado existe una gran variedad de tipos de maquinarias, en su mayoría son excitadas por cargas desbalanceadas. Los tipos de maquinarias se clasificarán en las siguientes tres categorías, de acuerdo con (Martinez Dibene, 2003).

1.2.1. Reciprocantes

La energía mecánica es generada mediante el movimiento rectilíneo alternativo de un dispositivo (compuesto por un émbolo o pistón) en el interior de un cilindro. Tiene un sistema de biela-manivela el cual se usa para convertir un movimiento traslacional en un movimiento rotatorio. La dirección del movimiento puede ser horizontal o vertical. Este tipo de máquina ha sido muy versátil y ha abarcado un amplio rango de aplicaciones; ejemplo de ello son las máquinas de combustión interna, de gasolina, diésel o vapor.

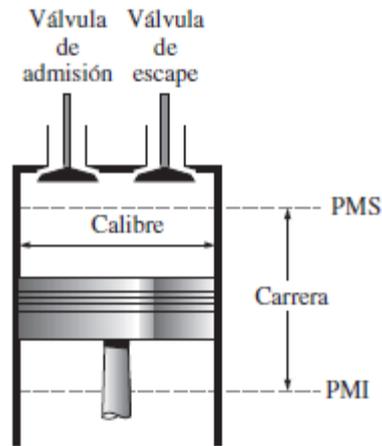


Figura 1.1. Máquina Recíproca. (Mundo Motor, 2017)

1.2.2. Rotatorias

A través de un movimiento circular de las máquinas, se transmite a la estructura de soporte una vibración del tipo armónico. Éstas producen fuerzas de desbalanceo que dependen de la masa rotatoria, la excentricidad (entre el centro de rotación y el centro de gravedad de la masa) y la velocidad de operación de la máquina.

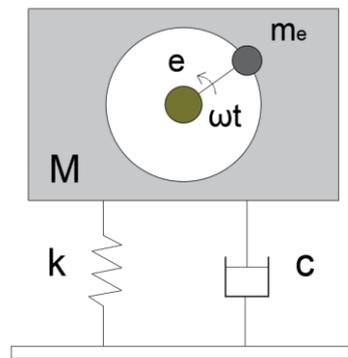


Figura 1.2. Máquina rotatoria.

1.2.3. Impacto

Su funcionamiento está basado en transmitir una carga de impacto a la estructura de soporte de manera intermitente, la cual puede ser considerada como una pulsación simple. Un ejemplo claro es el martinete, el cual consiste

en un martillo pesado que se levanta por procesos diversos (acción del vapor, de un cabrestante o aire comprimido) y se deja caer sobre un yunque.

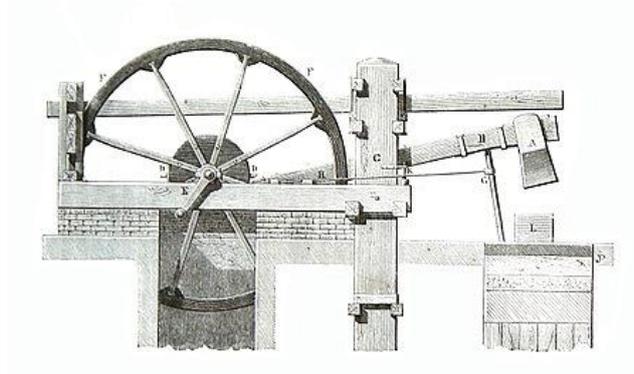


Figura 1.3. Máquina de impacto (martinete).

1.2.4. Equipos especiales

Cualquier maquinaria que no se encuentre descrita en las categorías anteriores.

Las vibraciones en la maquinaria rotatoria y en la estructura de soporte suelen darse por defectos mecánicos de la propia máquina y de su forma de operación, pero también pueden provenir de una fuerza externa.

Cuando las frecuencias naturales de vibración del sistema de soporte coinciden con la frecuencia de operación de la maquinaria, se producen amplificaciones tales que pueden llegar a dañar la maquinaria y su estructura de soporte. Razón por la cual es necesaria la colocación de aisladores para desincronizar estas frecuencias y abatir el nivel de vibración del sistema.

Para el diseño de la cimentación de la maquinaria se debe considerar tanto las cargas estáticas como las dinámicas; éstas últimas son causadas por el trabajo ejecutado por la maquinaria y son transmitidas directamente al sistema de soporte.

El objetivo de esta investigación es desarrollar un dispositivo de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones de bases de máquinas industriales (específicamente rotatorias). Además, mediante un

análisis matemático, se busca definir cuándo es adecuado el empleo de aisladores.

1.3. Maquinarias rotatorias

1.3.1. Funcionamiento

El tipo de vibración que desarrollan este tipo de maquinaria son del tipo armónico. Como se mencionó anteriormente, esta excitación es producto de fuerzas de desbalanceo.

Teóricamente, es posible balancear las masas rotatorias móviles que producen las fuerzas de desbalanceo durante la rotación. Pero en la práctica, resulta difícil eliminar todo el desbalanceo ya que se ve afectado por los procedimientos de fabricación, instalación, diseño y mantenimiento.

Algunos aspectos que contribuyen con el desbalanceo son el desalineamiento durante la instalación, la corrosión o daños de partes móviles, fallas eléctricas y las deflexiones por gravedad del eje de rotación de la maquinaria.

1.3.2. Frecuencias de operación

- **Baja frecuencia:** operan a velocidades menores de 500 r.p.m. Ejemplos: motores generadores, bombas centrífugas y de vacío, ventiladores, etc.
- **Alta frecuencia:** operan a velocidades mayores a 1000 r.p.m. Ejemplos: turbinas de gasolina o de vapor, generadores, compresores, etc.

A continuación, se muestran algunas de las aplicaciones que se le puede dar a una máquina rotatoria.



VENTILADOR



DEVANADORA



TURBINA



FRESADORA



GENERADOR

Figura 1.4. Aplicaciones de maquinaria rotatoria.

1.3.3. Partes de una Máquina Rotatoria

Según (Martinez Dibene, 2003) los componentes de una maquinaria rotatoria son:

- **Rotor:** se encarga de transformar la energía eléctrica en energía mecánica. Electroimán que se produce enrollando alambre alrededor de dos o más polos de un eje.
- **Eje o flecha:** une el motor con otros dispositivos. Se encuentra comprendido dentro del rotor.
- **Reductor:** se encarga de reducir o aumentar la velocidad del motor.
- **Estator:** armadura que protege al motor.
- **Fuste:** es la estructura de soporte, donde se apoya toda la máquina.

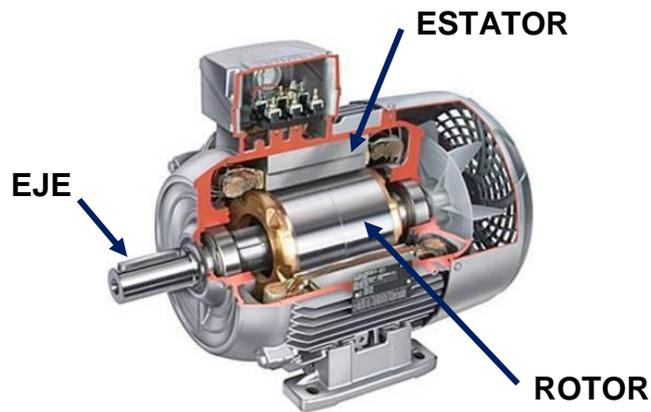


Figura 1.5. Partes que componen a una máquina rotatoria. (Mariscal Chuscano, 2013)

1.4. Causas de la vibración en máquinas rotatorias

Para reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no deseadas en el sistema, se debe de realizar un análisis y diagnóstico del estado de la maquinaria, con el propósito de determinar las medidas necesarias para corregir la condición de vibración.

Entonces, el interés principal será la identificación de las amplitudes predominantes de la vibración, las causas y las medidas correctivas necesarias.

Cabe recalcar que, estas posibles causas de vibraciones en maquinaria son descritas a fin de que el lector tenga conocimiento acerca de los posibles cambios en el movimiento armónico que las maquinarias rotatorias describen durante su funcionamiento. El presente trabajo de titulación se enfoca en el estudio y análisis de las vibraciones excesivas causadas por los efectos de resonancia en los que se pudiere hallar el sistema.

A continuación, se describen las diferentes causas de la vibración y de las consecuencias, cuya información fue tomada de (Martinez Dibene, 2003).

1.4.1. Vibración por desbalanceo

Es una de las causas más comunes de la vibración y puede presentarse debido a las siguientes circunstancias:

- Equipo deteriorado por desgaste de los componentes.

- Falta de mantenimiento.
- Fallas mecánicas.
- Errores de fabricación.

Como consecuencia puede producirse lo siguiente:

- La frecuencia de vibración tendrá un valor de 1 x las revoluciones por minuto de la velocidad de giro del eje rotor desbalanceado.
- La amplitud será proporcional a la cantidad de desbalanceo.

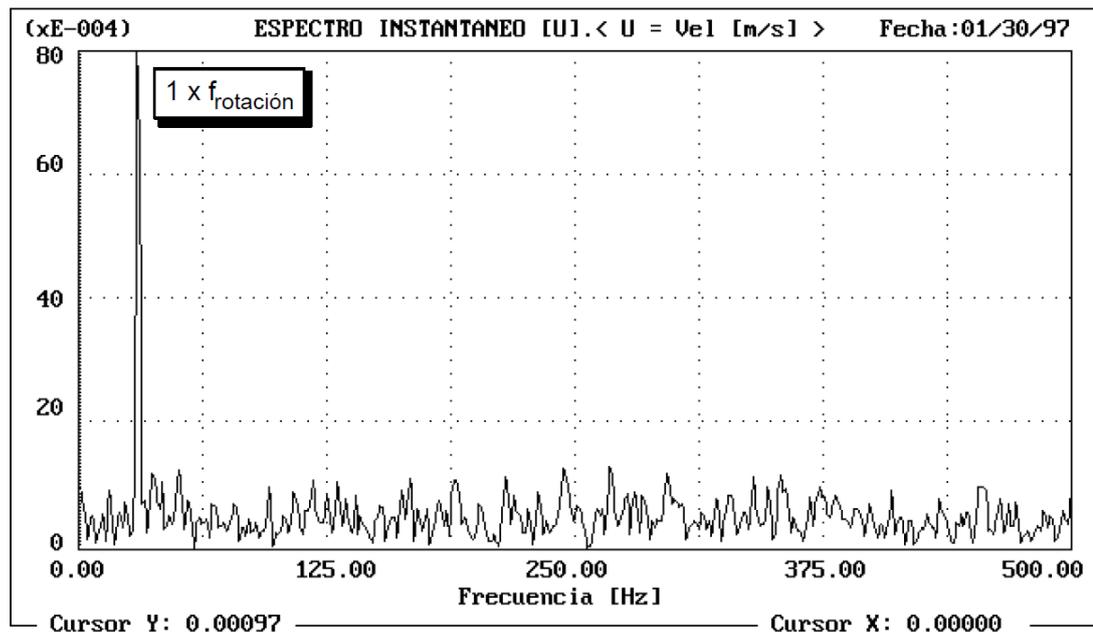


Figura 1.6. Apariencia espectral del desbalanceo. (Palomino Marín, 1997)

1.4.2. Vibración por desalineamiento

Según (Pintor Borobia) supone la desalineación entre dos ejes conectados por medio de un acoplamiento, o también puede suceder entre los cojinetes de un eje sólido u otro par de puntos en la maquinaria.

Hay dos tipos principales de desalineación.

- Angular: se produce cuando los ejes no están paralelos entre sí llegando a generar vibraciones axiales. Como resultado, la frecuencia de vibración puede ser $x2$ o $x3$ la velocidad de rotación.

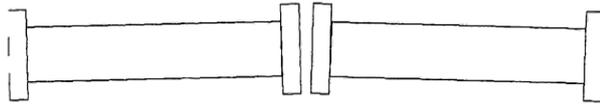


Figura 1.7. Desalineamiento angular. (Pintor Borobia)

- Paralelo: se produce cuando dos ejes paralelos entre sí no están en el mismo plano. Esta desalineación generará una vibración radial x2 la velocidad de giro real del eje.

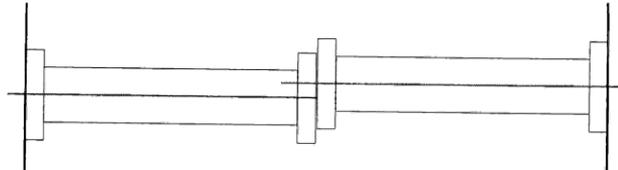


Figura 1.8. Desalineamiento paralelo. (Pintor Borobia)

1.4.3. Vibración por excentricidad

Sucede cuando la línea central del eje no es la misma que la línea central del rotor. Por lo tanto, el centro de rotación del sistema difiere de la central geométrica.

La excentricidad, es una fuente común de desbalance debido a la concentración de mayor peso de un lado u otro del centro rotación.

Para reconocer si la vibración es producto de desbalanceo o excentricidad, es necesario medir la vibración con un filtro mientras el motor está en funcionamiento bajo corriente. Al descontar, se debe observar el cambio de amplitud de vibración lo cual indicará lo siguiente:

Si la reducción de la amplitud es gradual, es probable que se trate de desbalanceo.

Si la amplitud desaparece al instante de desconectar el motor, la vibración generalmente se debe a la excentricidad por efectos de problemas eléctricos.

1.4.4. Vibración generada por elementos rodantes defectuosos

Son producto de los defectos en pistas, bolas o rodillos de rodamiento de componentes del sistema. La amplitud de vibración es controlada por la forma, gravedad y tipo de falla del rodamiento provocando vibraciones de alta frecuencia.

Se producen por la aplicación excesiva de carga, falta de alineación, montaje incorrecto, mala lubricación, entre otras causas.

1.4.5. Vibración generada por cojinetes de fricción defectuosos

En este caso, se generan altos niveles de vibración debido a una holgura excesiva (cuya principal causa se debe al desgaste de los cojinetes como consecuencia del barrido o erosión química del material), al aflojamiento mecánicos o a problemas de lubricación.

“En este tipo de holgura, el espectro de las vibraciones exhibirá un componente a la frecuencia de rotación del eje y otra componente más baja a una frecuencia ligeramente menor que la frecuencia de rotación” (Palomino Marín, 1997)

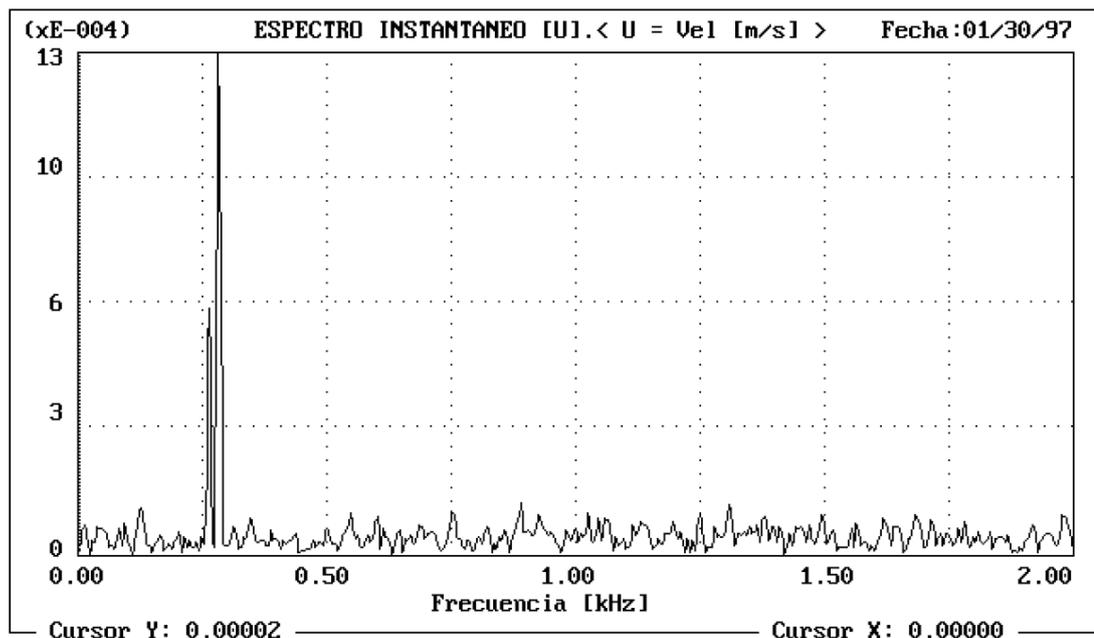


Figura 1.9. Espectro con holgura de cojinete respecto al eje. (Palomino Marín, 1997)

1.4.6. Vibración por aflojamiento y golpeteo mecánico

Este tipo de problema suele producir vibraciones a una frecuencia del doble de las revoluciones por minuto del motor de la maquinaria. Es generada por causa de pernos sueltos, holgura excesiva en rodamientos o fisuras en la estructura de soporte.

Como efecto del aflojamiento mecánico, se transforman pequeñas amplitudes de vibración en amplitudes excesivamente altas causadas por fuerzas de desbalanceo o falta de alineamiento,

1.4.7. Vibración debida a las correas y poleas

Entre los problemas de vibración asociados a las correas y poleas, está que la reacción de estas ante la acción de otras fuerzas puede causar alteraciones; además pueden crearse problemas propios de la correa.

A menudo, se consideran a las correas como fuente de vibración debido a que se observa que las bandas saltan y se sacuden entre poleas, lo que conlleva a la necesidad del reemplazo de éstas.

Según (Palomino Marín, 1997) cuando las correas se desgastan o aflojan e incluso cuando se montan con cierto grado de desalineamiento, se puede llegar a generar hasta la tercera o cuarta parte de la frecuencia armónica de paso de la correa.

También que explica que, esto conlleva a que en muchas ocasiones se detecte resonancia en las correas, lo cual sucede cuando la frecuencia natural de la correa se sintonice con la frecuencia de rotación de la polea conductora.

1.4.8. Vibración debida a problemas de engranaje

Este tipo de vibración puede acreditarse al desgaste excesivo de los dientes de engranaje o la inexactitud de los mismos, a fallas de lubricación o a materias extrañas atrapadas entre los dientes.

Estos problemas dan como resultado que la vibración corresponda a la frecuencia del engrane, la cual es equivalente a la cantidad de dientes del engranaje multiplicada por la frecuencia del engranaje de falla.

1.4.9. Vibración por fallas eléctricas

Es el resultado de fuerzas magnéticas diferentes que actúan sobre el rotor o el estator. Esto puede deberse a un rotor no redondo, a la falta de alineación entre el rotor y el estator, entre otros.

La frecuencia de la vibración resultante es similar a la de desbalance.

Para identificar si la vibración es debido a fallas eléctricas se debe observar el cambio de la amplitud de la vibración total al momento de desconectar la corriente a la unidad. Si la vibración desaparece de manera instantánea, el problema es eléctrico; si decrece gradualmente, el problema es de naturaleza mecánica.

Cabe mencionar, que las vibraciones producidas están relacionadas a la cantidad de carga colocada en el motor. La modificación de la carga produce cambios significativos en la amplitud y/o lecturas de fase.

CAPÍTULO 2

COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE ESTRUCTURAS AMORTIGUADAS

2.1. Introducción

Para evaluar las condiciones a las cuales los soportes y los dispositivos de neopreno estarán sometidos como respuesta a las vibraciones generadas por la máquina en servicio, se planteará la simplificación e idealización del sistema en un solo grado de libertad con el objetivo de poder interpretar de manera más sencilla el comportamiento del modelo.

En este capítulo se desarrollarán cada uno de los conceptos básicos que envuelven al comportamiento dinámico de estructuras bajo condiciones de amortiguamiento, haciendo hincapié al comportamiento del sistema ante la acción de excitaciones armónicas, las cuales son semejantes a las generadas por las máquinas rotatorias.

2.2. Sistemas de un grado de libertad (1GDL)

De acuerdo con (Chopra, 2012), el sistema de un grado de libertad considera la idealización de estructuras simples en un sistema compuesto por una masa m concentrada o agrupada soportada por una estructura sin masa que solo proporciona rigidez k al sistema y un amortiguador viscoso que se encarga de disipar la energía de vibración.

Cada componente estructural (vigas, columnas, etc.) de la estructura real contribuye con las propiedades inerciales, elásticas y de disipación de energía. Sin embargo, para sistemas idealizados en un grado de libertad se agrupa en tres componentes: masa, rigidez y amortiguamiento, respectivamente.

Para determinar la rigidez del marco de la Figura 2.1, se considerarían tres grados GDL (desplazamiento lateral y rotación en los dos nudos) dentro de un análisis estático, en cambio para un análisis dinámico simplificado la estructura posee 1GDL (desplazamiento lateral) debido a que la masa se encuentra concentrada en una sola ubicación.

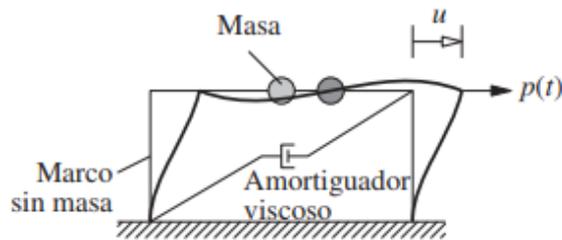


Figura 2.1 Sistema de un grado de libertad y sus tres componentes. (Chopra, 2012)

2.3. Ecuación de movimiento para sistema de 1GDL amortiguado sometido a una fuerza externa aplicando la Segunda Ley de Newton

En la Figura 2.1, se muestra una fuerza dinámica externa $p(t)$ aplicada sobre el marco en la dirección del GDL, dando origen a la aparición de la fuerza restauradora elástica (o inelástica) f_s y la fuerza de amortiguamiento f_D que actúan sobre la masa. Como resultado de la acción de la fuerza $p(t)$ se obtendrá un desplazamiento de la masa $u(t)$.

La fuerza restauradora f_s representa a la fuerza interna del sistema que se opone al desplazamiento u originado por una fuerza estática externa. Para un sistema lineal, f_s relaciona a la rigidez lateral del sistema k y el desplazamiento relativo u asociado a las deformaciones en la estructura durante el movimiento oscilatorio.

$$f_s = ku \quad (2.3.1)$$

La fuerza de amortiguamiento f_D está relacionada con la velocidad \dot{u} y con el coeficiente de amortiguamiento viscoso c . Por simplicidad, el valor del coeficiente de amortiguamiento viscoso se toma de tal forma que la energía

total que se disipe en el sistema sea igual a la suma de energía disipada por todos los mecanismos de amortiguamiento (como fricción interna de los materiales, rozamiento entre superficies, entre otros).

$$f_D = c\dot{u} \quad (2.3.2)$$

Mediante la aplicación de la segunda ley de Newton al diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 2.2 se determina la ecuación de movimiento para un sistema lineal de 1GDL que controla la deformación o desplazamiento del sistema idealizado.

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p(t) \quad (2.3.3)$$

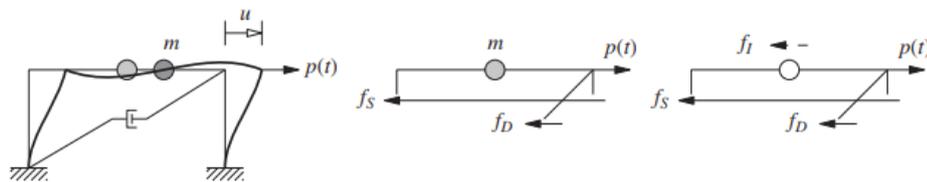


Figura 2.2. Diagrama de cuerpo libre para un sistema de 1GDL. (Chopra, 2012)

2.4. Sistemas de 1GDL en vibración armónica con amortiguamiento viscoso

Se dice que un sistema de 1GDL se encuentra en vibración forzada cuando está sometido a una excitación armónica externa.

Una fuerza armónica es $p(t) = p_o \text{sen } \omega t$ ó $p(t) = p_o \text{cos } \omega t$, con amplitud p_o y frecuencia excitadora ω .

Si se considera que es $p(t) = p_o \text{sen } \omega t$, la ecuación diferencial que controla la vibración forzada armónica del sistema es:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p_o \text{sen } \omega t \quad (2.4.1)$$

La solución matemática de esta ecuación diferencial de segundo orden consta de 2 partes:

2.4.1. Solución complementaria

Es la solución de la ecuación diferencial igualada a cero. Representa la respuesta de vibración libre o vibración transitoria y depende de las condiciones de desplazamiento y velocidad iniciales.

Vibración Libre Amortiguada

$$u_c(t) = e^{-\xi\omega_n t}(A\cos\omega_D t + B\sin\omega_D t) \quad (2.4.2)$$

Si al sistema de un grado de libertad se le impone un desplazamiento inicial $u(0)$ o una velocidad inicial $\dot{u}(0)$ y luego se libera sin aplicar ninguna excitación dinámica externa, la estructura vibrará hacia delante y hacia atrás alrededor del eje de su posición en equilibrio.

En el presente documento se tratará sobre sistemas de 1GDL amortiguados puesto que las estructuras reales normalmente se encuentran sometidas a algún grado de amortiguamiento inherente.

La siguiente ecuación describe las vibraciones libres amortiguadas de un sistema de 1GDL:

$$m\ddot{u} + ku + c\dot{u} = 0 \quad (2.4.3)$$

Si se divide para m , se tiene que:

$$\ddot{u} + 2\xi\omega_n\dot{u} + \omega_n^2 u = 0 \quad (2.4.4)$$

Donde:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.4.5)$$

$$T_n = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad (2.4.6)$$

ω_n es la frecuencia cíclica natural y T_n es el periodo natural de vibración. El término natural hace referencia a que al sistema se le permite vibrar libremente, sin ningún tipo de excitación externa.

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{c_{cr}} \quad (2.4.7)$$

c_{cr} representa al coeficiente de amortiguamiento crítico e indica el mínimo valor de c para el cual el sistema retorna su posición de reposo y ξ es la fracción de amortiguamiento crítico. En general, para los sistemas estructurales convencionales se consideran un factor de amortiguamiento crítico inferior a 0.10 ($\xi_{acero} = 0.02, \xi_{hormigón} = 0.05$).

En este caso, la solución a la ecuación diferencial (2.4.3) asumiendo las condiciones de desplazamiento inicial y velocidad diferente de cero para un sistema con ($c < c_{cr}$ ó $\xi < 1$) es:

$$u(t) = e^{-\xi\omega_n t} \left[u(0)\cos\omega_D t + \frac{\dot{u}(0) + \xi\omega_n u(0)}{\omega_D} \text{sen}\omega_D t \right] \quad (2.4.8)$$

Dado que es un movimiento amortiguado, se tiene que considerar un periodo de vibración amortiguada cuya fórmula es:

$$T_D = \frac{T_n}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (2.4.9)$$

La frecuencia de vibración amortiguada está determinada por la siguiente expresión:

$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2.4.10)$$

En el análisis de vibraciones libres amortiguadas, los tipos de movimiento $u(t)$ varían dependiendo de la fracción de amortiguamiento crítico ξ , tal y como se indica a continuación.

- **Sistema sub-amortiguado** ($c < c_{cr}$ ó $\xi < 1$): la amplitud con la que vibra el sistema va disminuyendo progresivamente sobre su posición

de equilibrio. Por lo general suelen ser estructuras como edificios, puentes, etc.

- **Sistema críticamente amortiguado** ($c = c_{cr}$ ó $\xi = 1$): el sistema retoma su posición de equilibrio sin vibrar.
- **Sistema sobre-amortiguado** ($c > c_{cr}$ ó $\xi > 1$), el sistema regresa a su posición de equilibrio sin vibrar, pero de manera más lenta que el caso anterior.

Estos casos son reflejados en la siguiente figura:

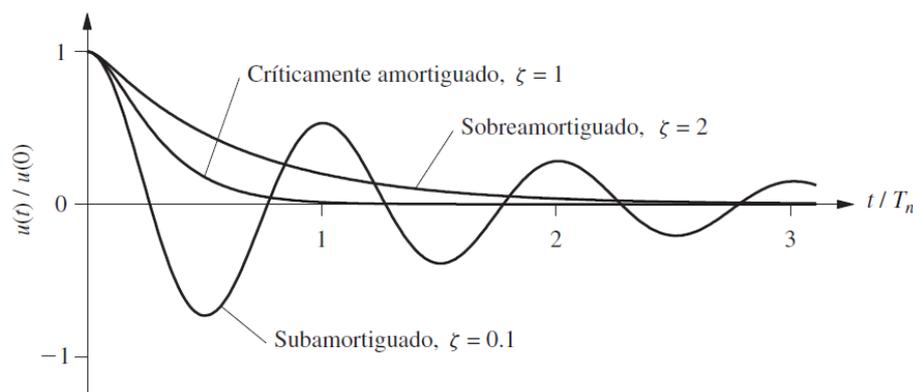


Figura 2.3. Vibración Libre para Sistemas con 1GDL con amortiguamiento viscoso menor, igual y mayor al valor crítico. (Chopra, 2012)

2.4.2. Solución particular

Está determinada por las características de la excitación armónica. Representa la respuesta de vibración forzada o vibración de estado estacionario que está presente en el sistema debido a la fuerza aplicada.

$$u_p(t) = (C \operatorname{sen}\omega t + D \operatorname{cos}\omega t) \quad (2.4.11)$$

Vibración Forzada Amortiguada

Ante la presencia de amortiguamiento, la respuesta transitoria disminuye con el tiempo hasta hacerse imperceptible. En cambio, la respuesta estacionaria permanece a lo largo del tiempo de aplicación de la carga y tiende

a controlar el comportamiento dinámico de la estructura una vez que la respuesta en vibración libre se torne insignificante.

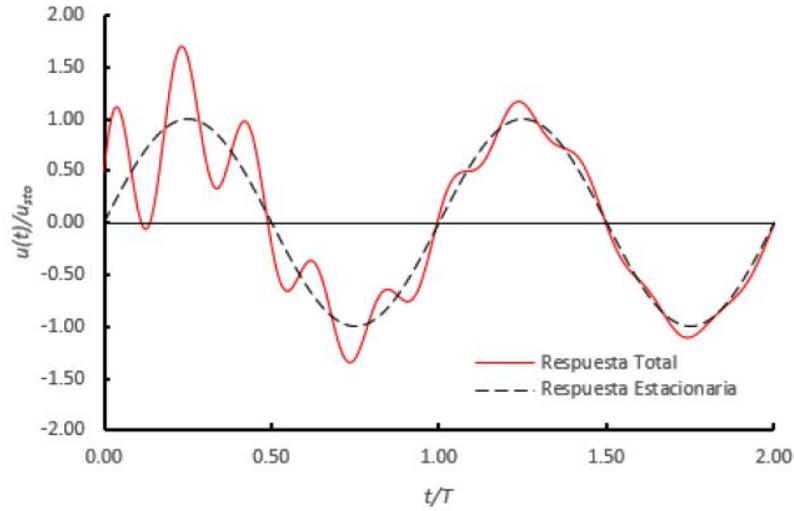


Figura 2.4. Respuesta de un sistema amortiguado ante una fuerza armónica con $\xi=0.05$, $u(0) = 0.5 \frac{p_0}{k}$ y $\dot{u}(0) = \omega_n p_0/k$. (Sánchez, 2014)

La solución completa de la ecuación (2.4.1)

$$u(t) = e^{-\xi\omega_n t}(A\cos\omega_D t + B\sin\omega_D t) + (C\sin\omega t + D\cos\omega t) \quad (2.4.12)$$

Resolviendo para la fuerza armónica $p(t) = p_0 \sin \omega t$, se obtiene:

$$u(t) = e^{-\xi\omega_n t}(A\cos\omega_D t + B\sin\omega_D t) + \frac{p_0}{k} R_d \sin(\omega t - \phi) \quad (2.4.13)$$

Donde,

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_n)^2)^2 + (2\xi(\omega/\omega_n))^2}} \quad (2.4.14)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\xi(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (2.4.15)$$

Las constantes A y B se pueden determinar a partir de las condiciones iniciales tales como $u(0)$ y $\dot{u}(0)$. El factor de amplificación dinámica de

deformación Rd y el ángulo de fase ϕ , dependen del amortiguamiento y de la razón entre la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema.

Cabe recalcar que, durante el estado de vibración estacionario, puede presentarse el efecto de resonancia, que consiste en la sincronización de la frecuencia de excitación y de la frecuencia natural, es decir, $\omega_n = \omega$.

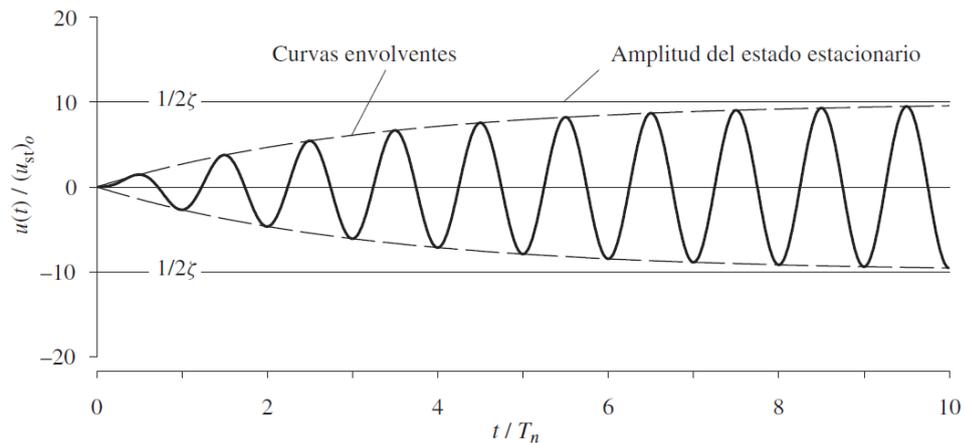


Figura 2.5. Respuesta de un sistema con ξ igual a 5% sometido ante una fuerza sinusoidal de frecuencia $\omega_n = \omega$; $u(0) = \dot{u}(0) = 0$. (Chopra, 2012)

Con respecto a la amplitud de una respuesta y al cambio de ángulo de fase de un sistema amortiguado ante una fuerza armónica, se hace énfasis en a la Figura 2.6.

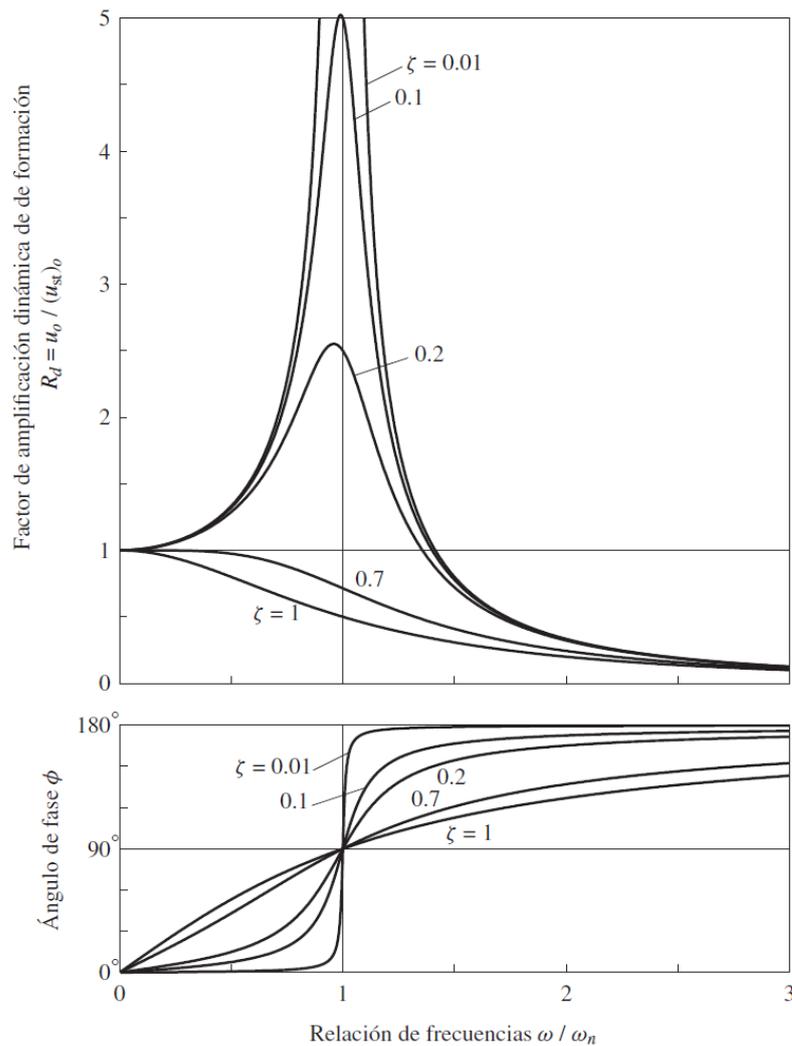


Figura 2.6. Curvas de respuesta que relacionan R_d y ϕ con ω/ω_n para diferentes valores de amortiguamiento. (Chopra, 2012)

De acuerdo con Chopra (2012), con respecto al gráfico anterior que relaciona R_d con ω/ω_n , se puede concluir lo siguiente:

- Si $\omega/\omega_n \ll 1$: implica que $T \gg T_n$ lo que significa que la fuerza varía lentamente, R_d es un poco mayor a 1 y no depende del amortiguamiento. Por lo tanto, la amplitud de la respuesta dinámica es prácticamente la misma que la deformación estática.

$$u_o \cong (u_{st})_o = \frac{p_o}{k} \quad (2.4.16)$$

La respuesta está controlada por la rigidez del sistema.

- Si $\omega/\omega_n \gg 1$: implica que $T \ll T_n$ lo que significa que la fuerza varía rápidamente, R_d se aproxima a cero cada vez que ω/ω_n aumenta y no se ve afectada por el amortiguamiento. Para valores grandes de ω/ω_n el término $(\omega/\omega_n)^4$ es dominante, por lo cual se aproxima a:

$$u_o \cong (u_{st})_o \frac{\omega_n^2}{\omega^2} = \frac{p_o}{m\omega^2} \quad (2.4.17)$$

La respuesta está controlada por la masa del sistema.

- Si $\omega/\omega_n \cong 1$: R_d es muy sensible al amortiguamiento, pudiendo ser $R_d > 1$ para valores muy pequeños de amortiguamiento, lo que conllevaría a que la respuesta dinámica sea mucho mayor a la deformación estática. Si $\omega = \omega_n$ la ecuación es igual a:

$$u_o = \frac{(u_{st})_o}{2\xi} = \frac{p_o}{c\omega_n} \quad (2.4.18)$$

La respuesta está controlada por el amortiguamiento del sistema.

Con respecto al gráfico anterior que relaciona ϕ con ω/ω_n , se puede concluir lo siguiente:

- Si $\omega/\omega_n \ll 1$: ϕ tiende a ser 0° y el desplazamiento está en fase con la fuerza aplicada.
- Si $\omega/\omega_n \gg 1$: ϕ tiende a ser 180° y el desplazamiento está en fase opuesta a la fuerza aplicada.
- Si $\omega/\omega_n = 1$: ϕ es igual a 90° independientemente del valor de amortiguamiento y el desplazamiento llega a sus picos cuando la fuerza pasa por cero.

Para mayor comprensión se muestra la respuesta estacionaria de varios sistemas con un coeficiente de amortiguamiento crítico ξ igual a 0.2 ante una fuerza sinusoidal para tres relaciones de frecuencias diferentes.

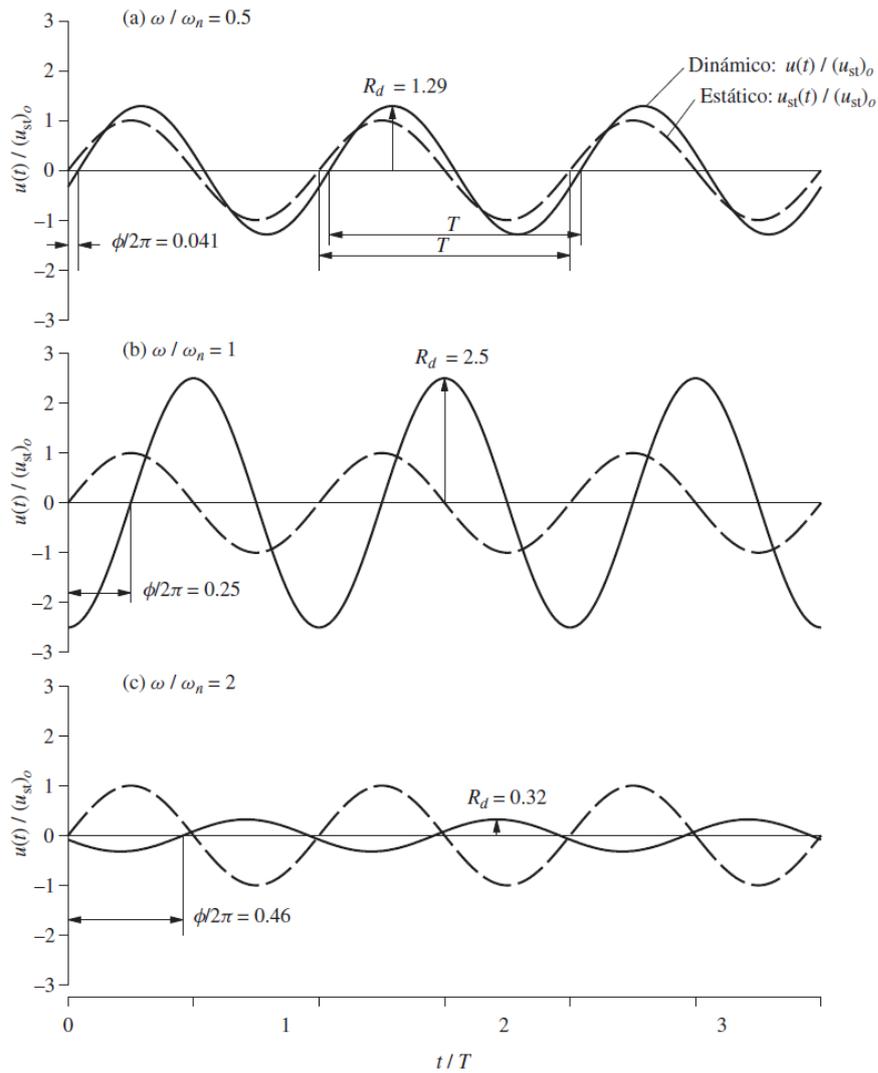


Figura 2.7. Respuesta estacionaria de sistemas con $\xi = 0.2$ al someterse a una fuerza sinusoidal para diferentes relaciones ω/ω_n . (Chopra, 2012)

A partir del factor de amplificación dinámica de deformación R_d se puede determinar el factor de velocidad R_v y el factor de aceleración R_a .

Dado que el desplazamiento en estado estacionario es:

$$\frac{u(t)}{\frac{p_0}{k}} = R_d \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (2.4.19)$$

Al derivar la ecuación se obtiene la respuesta a la velocidad y se relaciona R_v con R_d mediante la siguiente expresión:

$$R_v = \frac{\omega}{\omega_n} R_d \quad (2.4.20)$$

Al derivar la ecuación por segunda vez se obtiene la respuesta a la aceleración y se relaciona R_a con R_d por medio de la siguiente expresión:

$$R_a = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 R_d \quad (2.4.21)$$

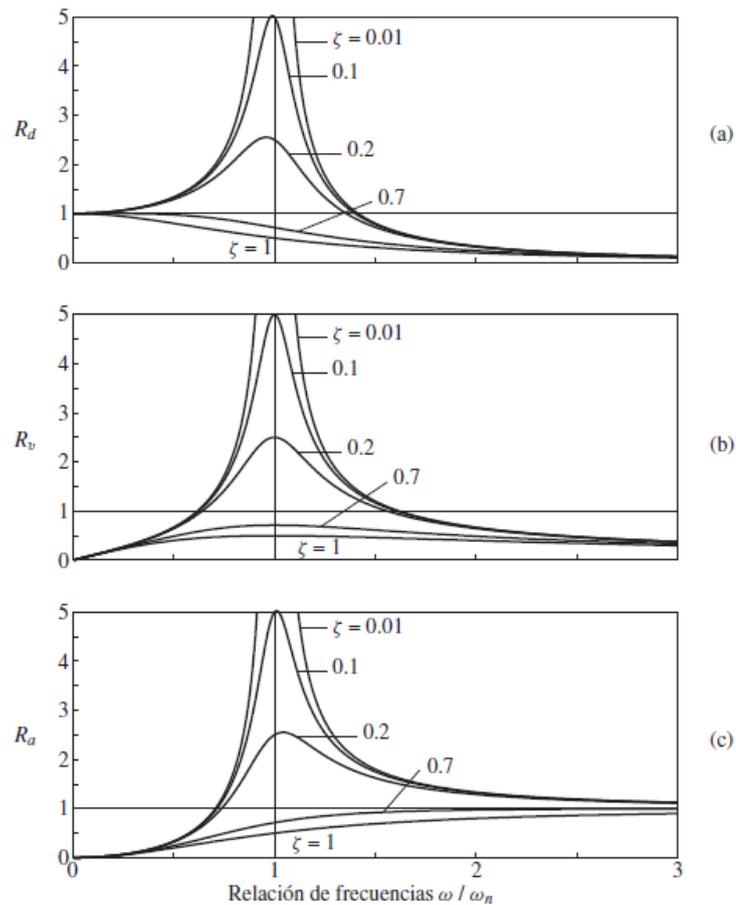


Figura 2.8. Factores dinámicos de deformación (a), velocidad (b) y aceleración (c) de un sistema amortiguado sujeto a una fuerza armónica. (Chopra, 2012)

Dentro de las frecuencias a las cuales puede estar sometida la estructura ante una vibración forzada, existe la frecuencia resonante que es aquella en que se presenta la amplitud de respuesta más grande. Tiene como efecto principal el de producir grandes deformaciones que se incrementa a un ritmo indefinido, durante el evento.

Según Chopra (2012), las frecuencias resonantes se determinan al igualar a cero la primera derivada de R_d , R_v y R_a con respecto a $\frac{\omega}{\omega_n}$; para $\xi < 1/\sqrt{2}$ son:

- Frecuencia resonante del desplazamiento: $\omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2}$
- Frecuencia resonante de la velocidad: ω_n
- Frecuencia resonante de la aceleración: $\omega_n \div \sqrt{1 - 2\xi^2}$

Pese que la intuición nos llevaría a pensar que la frecuencia resonante de un sistema amortiguado debe estar en su frecuencia natural, esto no sucede así ya que existe una leve diferencia para valores $\xi < 20\%$, estableciéndose los siguientes factores de amplificación dinámica para frecuencias resonantes.

$$R_d = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{2\xi} \quad (2.4.22)$$

$$R_v = \frac{1}{2\xi} \quad (2.4.23)$$

$$R_a = \frac{1}{2\xi \sqrt{1 - \xi^2}} \quad (2.4.24)$$

CAPÍTULO 3

APLICACIONES DE SISTEMAS CON AMORTIGUAMIENTO VISCOSO

A partir de la información obtenida en Chopra (2012), se describe lo siguiente.

3.1. Frecuencia natural y amortiguamiento viscoso mediante pruebas armónicas

3.1.1. Pruebas de resonancia

Las pruebas de resonancia se basan en el resultado de la siguiente ecuación:

$$\xi = \frac{1}{2} \frac{(u_{st})_o}{(u_o)_{\omega=\omega_n}} \quad (3.1.1)$$

Los valores de $(u_{st})_o$ y u_o se los determinan experimentalmente bajo una frecuencia de excitación igual a la frecuencia natural del sistema, siendo $u_o = \ddot{u}_o/\omega^2$. El valor de la frecuencia natural es más difícil de determinar, para ello se deben de realizar pruebas experimentales.

3.1.2. Evaluación del amortiguamiento

La frecuencia natural y la fracción de amortiguamiento de una estructura pueden determinarse a partir de la curva de respuesta en la frecuencia. Para la obtención de la curva se opera a un generador de vibración a una frecuencia determinada para luego medir la amplitud de la aceleración en estado estacionario, es decir, una vez que la parte transitoria se amortigüe. Se realizan varias mediciones a distintas frecuencias y se obtiene la curva de respuesta en la frecuencia, como la que se muestra a continuación.

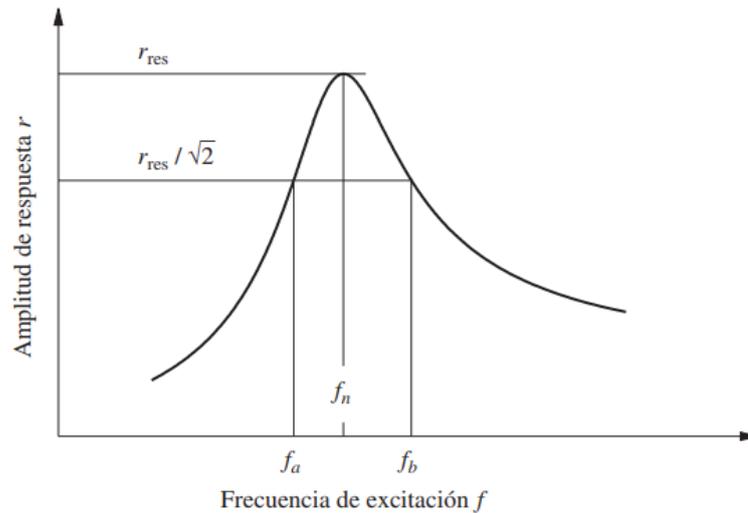


Figura 3.1. Curva de respuesta en la frecuencia para evaluación del amortiguamiento.
(Chopra, 2012)

Se observa que, para el intervalo práctico de amortiguamiento, la frecuencia natural f_n es igual a la frecuencia de excitación en la resonancia y para calcular la fracción de amortiguamiento se emplea la siguiente fórmula.

$$\xi = \frac{f_b - f_a}{2f_n} \quad (3.1.2)$$

3.2. Disipación de energía por amortiguamiento viscoso

Para un sistema de 1GDL ante una excitación armónica $p(t) = p_o \text{ sen } \omega t$, la energía disipada por el amortiguamiento viscoso durante un ciclo de vibración es igual a:

$$E_D = 2\pi\xi \frac{\omega}{\omega_n} k u_o^2 \quad (3.2.1)$$

En cambio, la energía inducida al sistema debido a la fuerza externa $p(t)$ para cada ciclo de vibración es:

$$E_I = \pi p_o u_o \text{ sen } \phi \quad (3.2.2)$$

Al reemplazar la ecuación (3.2.2) por el ángulo de fase, descrito en la ecuación (2.4.15), se tiene que:

$$E_I = 2\pi\xi \frac{\omega}{\omega_n} k u_o^2 \quad (3.2.3)$$

Por lo tanto, $E_I = E_D$.

Cuando $\phi = 90^\circ$ y $\omega = \omega_n$, la ecuación (3.2.2) queda de la siguiente manera:

$$E_I = \pi p_o u_o \quad (3.2.4)$$

Esta ecuación refleja el crecimiento de la amplitud del desplazamiento ante la aplicación de la fuerza armónica hasta llegar al estado estacionario.

Cabe recalcar, que los cambios en la energía potencial (equivalente a la energía de deformación del resorte) y la energía cinética, son iguales a cero durante cada ciclo de vibración armónica.

El comportamiento de la energía de entrada E_I y la energía disipada E_D en un sistema con amortiguamiento viscoso en función de la amplitud de desplazamiento, se ve reflejado en la Figura 3.2.

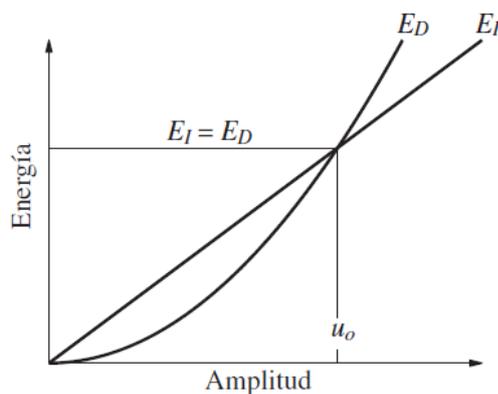


Figura 3.2. Energía de entrada E_I y Energía disipada E_D para amortiguamiento viscoso. (Chopra, 2012)

Se observa que:

- Con respecto a la amplitud de desplazamiento, E_I varía linealmente y E_D tiene una variación cuadrática.
- Cuando la energía de entrada E_I por ciclo, excede a la energía disipada E_D durante el ciclo de amortiguamiento, se llega al estado estacionario; es decir, La trayectoria de las energías E_I y E_D coinciden en la amplitud de desplazamiento correspondiente al estado estacionario u_o .

Cuando $\omega = \omega_n$, el valor de u_o resulta:

$$u_o = \frac{p_o}{c\omega_n} \quad (3.2.5)$$

Para obtener una interpretación gráfica de la energía disipada por el amortiguamiento viscoso, se relaciona la fuerza de amortiguamiento f_D con el desplazamiento u .

$$f_D = c\dot{u}(t) \quad (3.2.6)$$

Puede reescribirse como:

$$\left(\frac{u}{u_o}\right)^2 + \left(\frac{f_D}{c\omega u_o}\right)^2 = 1 \quad (3.2.7)$$

Esta ecuación describe una elipse como la mostrada en la Figura 3.3. El área encerrada es igual a $\pi(u_o)(c\omega u_o) = \pi c\omega u_o^2$ (es equivalente a la fórmula (3.2.1) e indica la energía disipada).

La siguiente ecuación mide la fuerza de resistencia total (elástica más amortiguamiento).

$$f_s + f_D = ku(t) + c\dot{u}(t) \quad (3.2.8)$$

$$f_s + f_D = ku + c\omega\sqrt{u_o^2 - u^2} \quad (3.2.9)$$

La Figura 3.3, (a) muestra una gráfica de f_D versus u_o , mientras que la gráfica (b) se exhibe rotada debido al término ku .

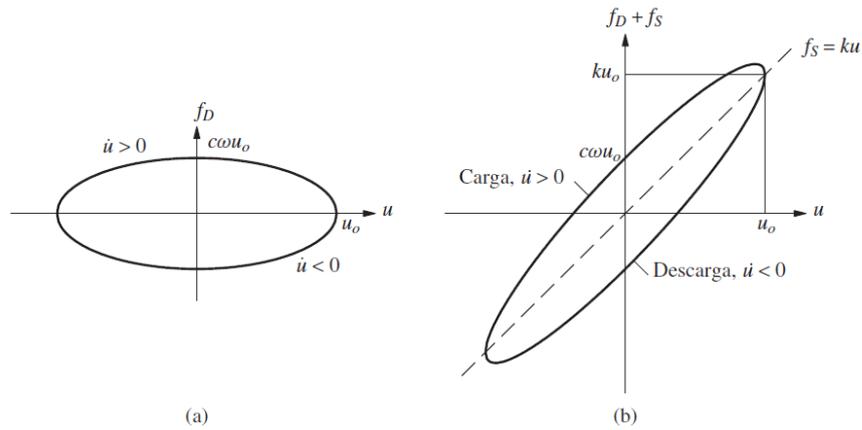


Figura 3.3. Lazos de histéresis para amortiguador viscoso (a) y para un resorte y amortiguador viscoso en paralelo (b). (Chopra, 2012)

Como medida del amortiguamiento se tiene:

- Capacidad específica de amortiguamiento (E_D/E_{S_o}): indica la fracción de la energía de deformación $E_{S_o} = ku_o^2/2$, la cual es disipada durante el tiempo de vibración.
- Factor específico de amortiguamiento: es el factor de pérdida durante cada ciclo de movimiento y está determinado por:

$$\zeta = \left(\frac{1}{2\pi}\right) \left(\frac{E_D}{E_{S_o}}\right) \quad (3.2.10)$$

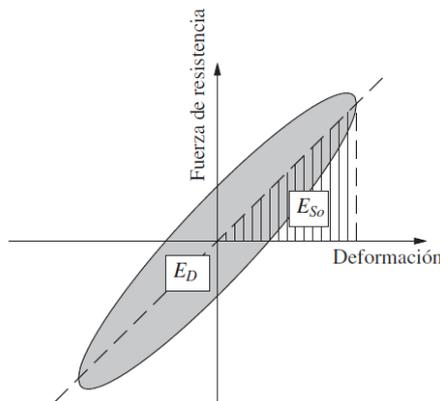


Figura 3.4. Representación gráfica de la pérdida de energía E_D y la deformación máxima E_{S_o} , durante un ciclo de vibración armónica. (Chopra, 2012)

3.3. Amortiguamiento viscoso equivalente

Es la forma más sencilla de representar el amortiguamiento ya que en la ecuación diferencial que rige el movimiento, este factor es lineal y permite resolverse de forma analítica.

El amortiguamiento viscoso debe ser equivalente al efecto que produciría la combinación de todos los mecanismos de amortiguamiento que experimenta el sistema a analizar. A partir de este valor, se halla la fracción de amortiguamiento representativa.

Para un sistema cuya respuesta ante una fuerza armónica sea que la frecuencia de excitación natural del sistema ω_n es igual a la frecuencia de excitación ω , el factor de amortiguamiento ξ_{eq} se calcula a partir de la ecuación (3.3.1).

Otra forma de hallar el valor de amortiguamiento viscoso equivalente es conociendo la cantidad de amortiguamiento que produce el mismo ancho de banda en la curva de respuesta en la frecuencia que el obtenido para un sistema real mediante experimentos. Para ello se emplea la ecuación (3.1.2).

Generalmente, el amortiguamiento viscoso equivalente es igual a la energía disipada en un ciclo de vibración del sistema. A partir de experimentos de cargas cíclicas con desplazamiento de amplitud u_o , se halla la relación fuerza-desplazamiento, como se muestra en la Figura 3.5.

Al igualar la energía disipada en la estructura real (área E_D encerrada por el lazo de histéresis) con la energía disipada en el amortiguamiento viscoso ec. (3.2.1), se obtiene el amortiguamiento viscoso equivalente ξ_{eq} .

$$\xi_{eq} = \left(\frac{1}{4\pi}\right) \left(\frac{1}{\frac{\omega}{\omega_n}}\right) \left(\frac{E_D}{E_{So}}\right) \quad (3.3.1)$$

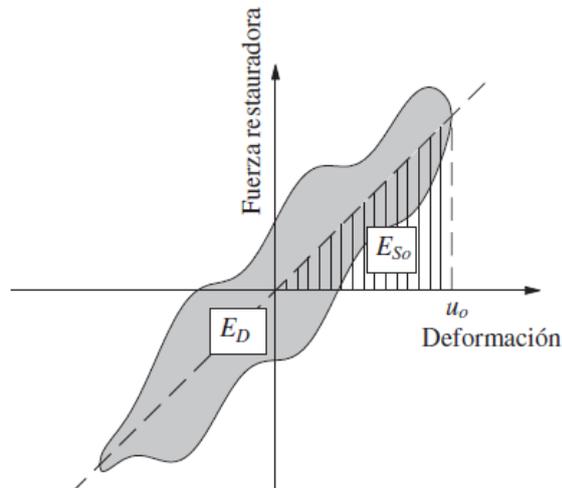


Figura 3.5. Relación fuerza-desplazamiento bajo carga cíclica con amplitud u_0 obtenida a partir de experimentos. (Chopra, 2012)

3.4. Sistemas con amortiguamiento no viscoso

3.4.1. Vibración armónica con amortiguamiento independiente de la frecuencia

El comportamiento de las estructuras sometidas a la aplicación de una vibración forzada señala que el amortiguamiento viscoso equivalente es prácticamente el mismo para todos los modos y frecuencias naturales. Las pruebas en metales estructurales revelan que la energía disipada por el esfuerzo cíclico interno que experimenta el material es independiente de la frecuencia cíclica; a este tipo de amortiguamiento se lo denomina amortiguamiento lineal independiente de la frecuencia.

Este amortiguamiento se relaciona con la histéresis estática debido a los efectos de deformación plástica, deformación plástica local, plasticidad de cristales del material y flujo plástico dentro del límite elástico aparente.

Este mecanismo no concierne la disipación de energía en las deformaciones plásticas a nivel macroscópico, la cual se determina mediante una relación no lineal entre la fuerza f_s y la deformación u .

Para representar el amortiguamiento lineal independiente de la frecuencia bajo la acción de una fuerza armónica se utiliza la ecuación:

$$f_D = \frac{\eta k}{\omega} \dot{u} \quad (3.4.1)$$

Donde η es el coeficiente de amortiguamiento no viscoso.

La energía de disipación para este tipo de amortiguamiento está dada por:

$$E_D = \pi \eta k u_o^2 = 2\pi \eta E_{S_o} \quad (3.4.2)$$

En la Figura 3.6 se grafica la energía disipada para los dos tipos de amortiguamiento estudiados a diferentes frecuencias de excitación.

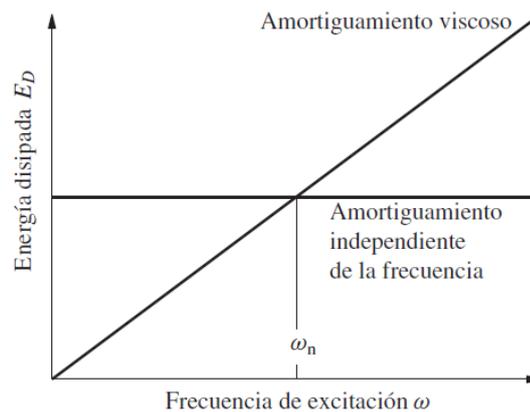


Figura 3.6. Energía disipada en un sistema por amortiguamiento viscoso y por amortiguamiento independiente de la frecuencia. (Chopra, 2012)

Para un sistema de 1GDL con amortiguamiento lineal independiente de la frecuencia, el movimiento armónico está controlado por:

$$m\ddot{u} + \frac{\eta k}{\omega} \dot{u} + ku = p(t) \quad (3.4.3)$$

En estado estacionario, para una fuerza de excitación sinusoidal $p(t) = p_o \text{sen } \omega t$, el movimiento está descrito por:

$$u(t) = u_o \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (3.4.4)$$

La amplitud u_o y el ángulo de fase ϕ se determinan mediante:

$$u_o = (u_{st})_o = \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega/\omega_n)^2)^2 + \eta^2}} \quad (3.4.5)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{\eta}{1 - (\omega/\omega_n)^2} \quad (3.4.6)$$

Siendo, el coeficiente de amortiguamiento crítico ξ igual a:

$$\xi = \frac{c}{c_c} = \frac{\eta k/\omega}{2m\omega_n} = \frac{\eta}{2\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)} \quad (3.4.7)$$

En la Figura 3.7 se grafica $u_o/(u_{st})_o$ y ϕ en función de ω/ω_n para los coeficientes de amortiguamiento $\eta = 0, 0.2$ y 0.04 .

Se observa que la respuesta armónica de un sistema en estado estacionario con amortiguamiento independiente de la frecuencia se puede obtener de manera aproximada empleando el amortiguamiento viscoso equivalente.

Considerando $\omega = \omega_n$ y relacionando la fracción de amortiguamiento equivalente ξ_{eq} , se obtiene la fracción de amortiguamiento viscoso equivalente:

$$\xi_{eq} = \frac{\eta}{2} \quad (3.4.8)$$

Para obtener la respuesta del sistema, se debe de sustituir ξ por ξ_{eq} en las ecuaciones (2.4.14) y (2.4.15). La amplitud u_o y el ángulo de fase ϕ en función de ω/ω_n , se representa en la Figura 3.7 como líneas discontinuas.

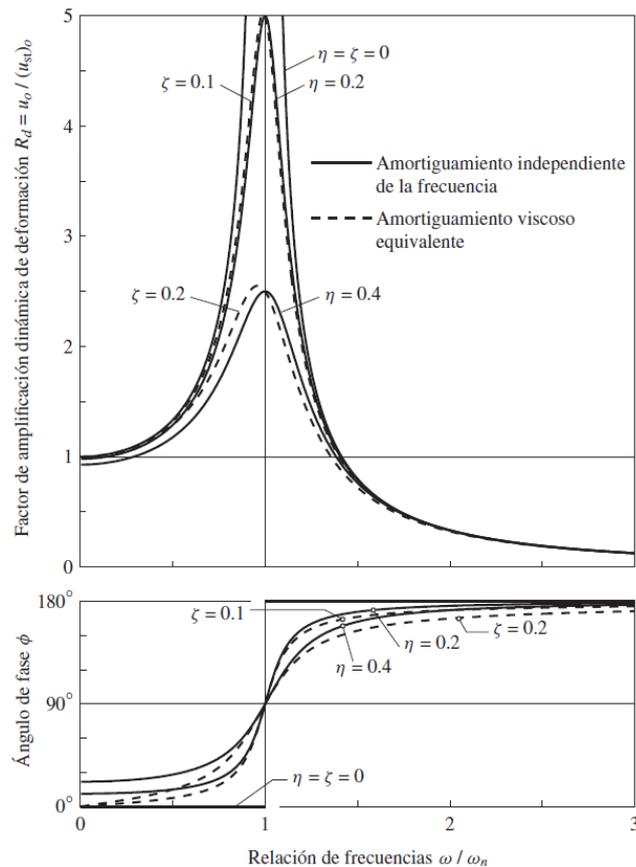


Figura 3.7. Respuesta del sistema con amortiguamiento independiente de la frecuencia, solución exacta (línea continua) y aproximada empleando amortiguamiento viscoso equivalente (línea punteada). (Chopra, 2012)

Al comparar los datos arrojados, se pudo percibir dos diferencias evidentes:

- Para amortiguamiento independiente, la resonancia se produce cuando $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ y el ángulo de fase ϕ para $\omega = 0$ es igual a $\tan^{-1} \eta$.
- Para amortiguamiento viscoso, la resonancia se produce cuando $\frac{\omega}{\omega_n} < 1$ y el ángulo de fase ϕ para $\omega = 0$ es igual a 0.

En general, casi todas las vibraciones poseen amortiguamientos no viscosos, por lo cual, suponer un amortiguamiento viscoso conlleva a obtener respuestas con cierto error. En la figura anterior se observa que este error es considerablemente pequeño cuando el amortiguamiento es independiente de la frecuencia, por lo que la ecuación (3.4.3) puede ser reemplaza por la ecuación (2.4.1), siendo definida por la fracción de amortiguamiento viscoso equivalente ec. (3.4.8).

CAPITULO 4

RESPUESTA A LAS EXCITACIONES ARMÓNICAS

4.1 Respuesta ante un generador de vibración

En esta sección se muestran los resultados teóricos para la respuesta estacionaria de un sistema de 1GDL ante la aplicación de una fuerza armónica producida por un generador de vibración. Estos resultados permiten la evaluación de la frecuencia natural y el amortiguamiento de una estructura a partir de datos experimentales.

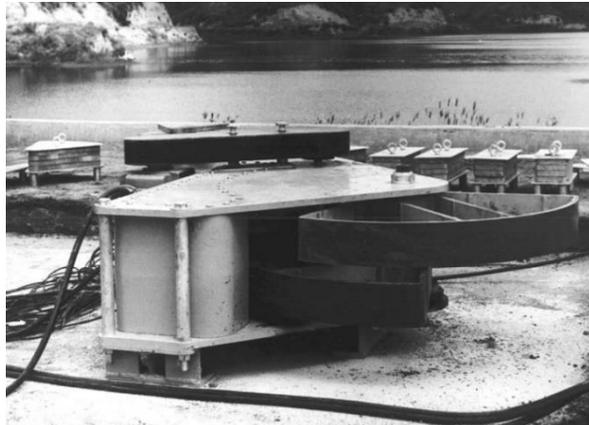


Figura 4.1. Generador de vibración. (Chopra, 2012)

Para mayor comprensión se toma el ejemplo de un generador de vibración, semejante a una maquinaria rotatoria, con peso excéntrico y giro en oposición, mostrado en la Figura 4.1. Posee dos cestas planas que permiten colocar cantidades diferentes de pesos de plomo, de tal forma que se modifique las masas giratorias. En la Figura 4.2 se muestra de forma esquematizada las dos masas concentradas $m_e/2$ con direcciones de giro opuestas a una excentricidad e .

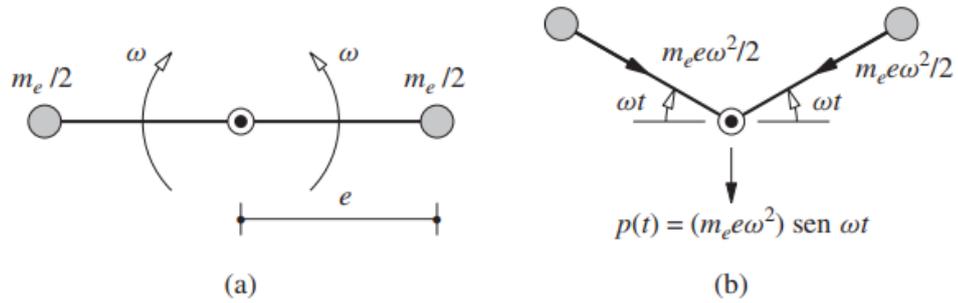


Figura 4.2. Generador de vibración en posición inicial (a) y durante un tiempo t (b).
(Chopra, 2012)

Durante la rotación de las masas, llega un momento en que las componentes x de las fuerzas de inercia de las $m_e/2$ se anulan y los componentes y se combinan para generar una fuerza igual a:

$$p(t) = (m_e e \omega^2) \text{sen } \omega t \quad (4.1.1)$$

4.1.1. Respuesta estructural

Si se considera que la masa excéntrica m_e es pequeña en comparación de la masa m de la estructura, la ecuación de movimiento para un sistema 1GDL, como respuesta estructural ante un generador de vibración, es:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = (m_e e \omega^2) \text{sen } \omega t \quad (4.1.2)$$

Las amplitudes del desplazamiento y la aceleración en estado estacionario están determinadas por los valores máximos de las siguientes ecuaciones:

$$u_o = \frac{m_e e}{k} \omega^2 R_d = \frac{m_e e}{m} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 R_d \quad (4.1.3)$$

$$\ddot{u}_o = \frac{m_e e}{m} \omega^2 R_a = \frac{m_e e \omega_n^2}{m} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 R_a \quad (4.1.4)$$

En la Figura 4.3 se grafica la amplitud de la aceleración versus la relación de frecuencia $\frac{\omega}{\omega_n}$, donde se puede apreciar que para frecuencias de excitación ω que sean mayores a la frecuencia natural ω_n del sistema, la aceleración aumenta rápidamente a medida que se incrementa ω debido que la amplitud de la fuerza de excitación es proporcional a ω^2 cómo se observa en la ecuación (4.1.1).

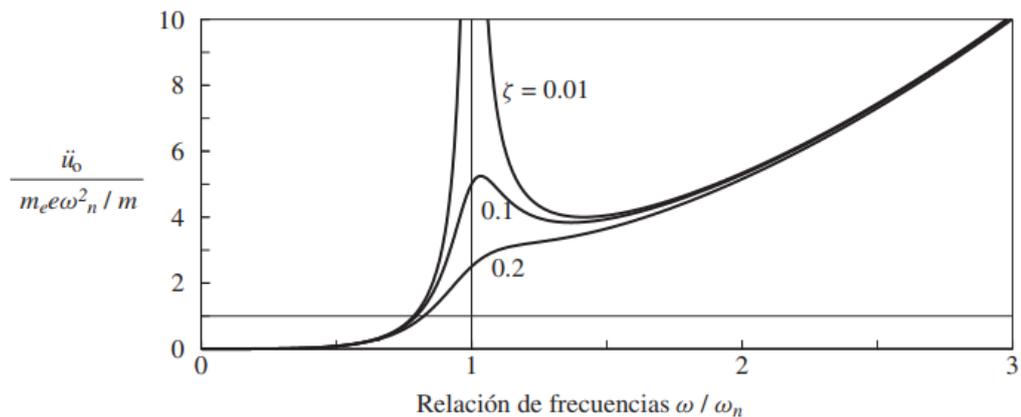


Figura 4.3. Variación de la amplitud de aceleración en función de la relación de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n}$. (Chopra, 2012)

4.2 Aislamiento de vibraciones

El objetivo del aislamiento de vibraciones es reducir los efectos indeseables que producen. Esto puede conllevar a la instalación de un elemento elástico, como material aislante entre la masa vibrante y la fuente de vibración, de tal modo que se consiga reducir la magnitud de la respuesta dinámica ante la excitación de una vibración.

De acuerdo con (Pintor Borobia), entre los principales problemas para el aislamiento de vibraciones se plantean dos casos:

- a) **Aislar la base de un sistema mecánico que vibra para que no sufra y/o transmita las vibraciones a su entorno:** en sistemas mecánicos con elementos alternativos o rotativos, las fuerzas que excitan al

sistema pueden provocar desequilibrios, desalineamientos, entre otros efectos.

- b) Aislar el sistema mecánico de la base que lo soporta y que está sujeta a vibraciones. (excitaciones sísmicas):** se requiere de un diseño adecuado del embalaje para evitar la transmisión de fuerzas en el equipo o instrumento delicado.

Cabe recalcar, que el presente trabajo investigación se fundamenta en el análisis del caso a.

4.3 Transmisibilidad

La efectividad que posee un aislante de vibraciones está determinada en términos de la transmisibilidad (TR). Se define como la razón de la fuerza máxima transmitida sobre la amplitud p_o de la fuerza aplicada.

4.3.1 Reducción de la fuerza transmitida a la base

A partir de (Pintor Borobia), se indica que:

Para modelar al sistema mecánico como un sistema de 1GDL se considera que la fuerza de excitación será transmitida a la cimentación o base por medio de unos resortes y un amortiguador, y su valor es igual a la suma de ambas componentes: $f_T(t) = ku(t) + c\dot{u}(t)$.

En el caso de sistemas con elementos rotativos, la fuerza transmitida a la base $f_T(t)$ variará de forma armónica provocando tensiones y deformaciones sobre los elementos de unión a la cimentación, los cuales también variarán de forma armónica. Este efecto podría llegar a provocar fallo por fatiga y en el caso de que la fuerza no sea armónica, su magnitud debe limitarse a unos valores de seguridad.

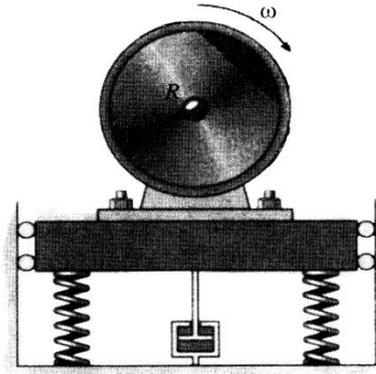


Figura 4.4. Máquina Rotatoria. (Pintor Borobia)

Si la máquina rotativa se encuentra directamente sujeta sobre una cimentación rígida, ésta estará sometida a las vibraciones generadas por la fuerza armónica debido al desequilibrio de la máquina rotativa que se superpondrá a su peso (carga estática). Esto hace necesario colocar un elemento elástico entre la máquina y la cimentación con el objeto de reducir las fuerzas transmitidas a esta última.

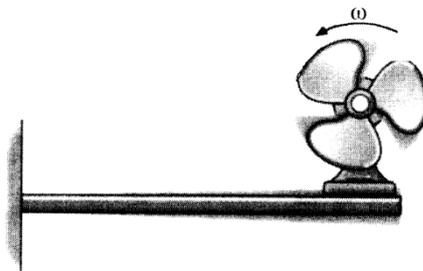


Figura 4.5. Ventilador sujeto a la cimentación rígida por medio de un volado. (Pintor Borobia)

El sistema mecánico puede ser idealizado como un sistema de un grado de libertad, tal y como se muestra en la Figura 4.6. El elemento elástico incorpora rigidez por medio de un resorte, y amortiguamiento por medio de un amortiguador c .

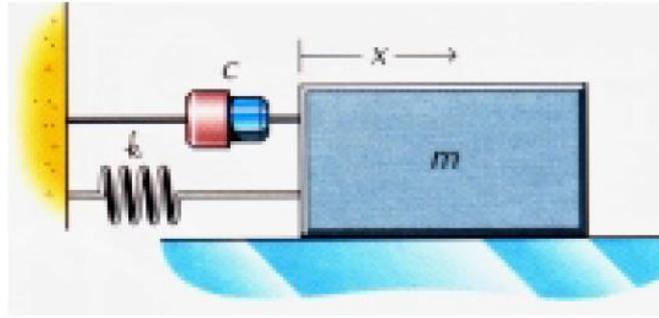


Figura 4.6. Sistema mecánico idealizado en un sistema de un grado de libertad. (Pintor Borobia)

Suponiendo que la fuerza de excitación que actúa sobre el sistema, producto del funcionamiento de la máquina, varía de forma armónica; la respuesta estacionaria del sistema será el producto de la fuerza de excitación por el factor de amplificación dinámica de deformación.

Para el caso de una fuerza de excitación sinusoidal:

$$u(t) = (u_{st})_o R_d \text{sen}(\omega t - \phi) = \frac{p_o}{k} R_d \text{sen}(\omega t - \phi) = u_o \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (4.3.1)$$

La fuerza transmitida a la fundición f_T será la resultante de la fuerza producida por el resorte y el amortiguador.

$$f_T = f_s + f_D = ku(t) + c\dot{u}(t) \quad (4.3.2)$$

Para el valor máximo de la fuerza transmitida al soporte $(f_T)_o$ le corresponde:

$$f_s = ku_o \quad (4.3.3)$$

$$f_D = c\omega u_o = 2\xi k\beta u_o \quad (4.3.4)$$

La magnitud de la fuerza transmitida a la fundición está determinada por la composición de los módulos de las dos fuerzas.

$$(f_T)_o = \sqrt{f_s^2 + f_D^2} = ku_o \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2} \quad (4.3.5)$$

La transmisibilidad es definida como la relación entre la fuerza máxima transmitida al soporte $(f_T)_o$ y la fuerza excitadora p_o .

$$TR = \frac{(f_T)_o}{p_o} = \frac{k \left(\frac{p_o}{k} R_d \right) \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}}{p_o} = R_d \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2} \quad (4.3.6)$$

4.3.2 Transmisión del desequilibrio del rotor

Según (Pintor Borobia), la transmisión de desequilibrio del rotor se refiere a la reducción de la fuerza transmitida al soporte debido al desequilibrio del rotor. En este caso, la fuerza de excitación del sistema es la componente vertical de la fuerza centrífuga de la masa m , la cual gira con una velocidad angular ω .

$$p(t) = (m_e e \omega^2) \text{sen} \omega t \quad (4.3.7)$$

De forma análogo a lo descrito anteriormente, la respuesta estacionaria del sistema será el producto de la fuerza de excitación por el factor de amplificación dinámica de deformación.

Con base a la definición de transmisibilidad, la relación entre la fuerza transmitida al soporte y la fuerza excitadora, la fórmula de TR será idéntica a la expuesta con anterioridad.

$$TR = \frac{(f_T)_o}{p_o} = \frac{k \frac{m_e e}{m} \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 R_d \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2}}{m_e e \omega^2} = R_d \sqrt{1 + (2\xi\beta)^2} \quad (4.3.6)$$

4.3.3 Consideraciones prácticas sobre la transmisibilidad

Según (Pintor Borobia):

- Para conseguir el aislamiento es preciso que $TR < 1$. Esto obliga a que la frecuencia de excitación ω sea por lo menos $\sqrt{2}$ veces la frecuencia natural del sistema ω_n .
- Para valores de $\beta = \frac{\omega}{\omega_n}$ cercanos a 1, el sistema actúa como un amplificador al transmitir esfuerzos o desplazamientos muy superiores a los originales.
- Para una frecuencia de excitación determinada, se puede reducir la transmisibilidad al disminuir la frecuencia natural del sistema, lo que equivale a aumentar β .
- También puede reducirse la transmisibilidad al disminuir el coeficiente de amortiguamiento ζ . Pero este planteamiento puede resultar perjudicial si el sistema se ve obligado a pasar por resonancia, como situaciones de arranque o parada. Durante ese efecto, será necesario un cierto amortiguamiento para evitar que las amplitudes de vibración sean infinitamente grandes.

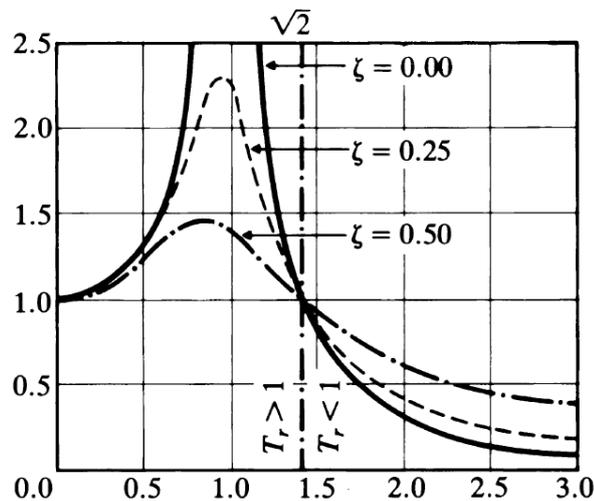


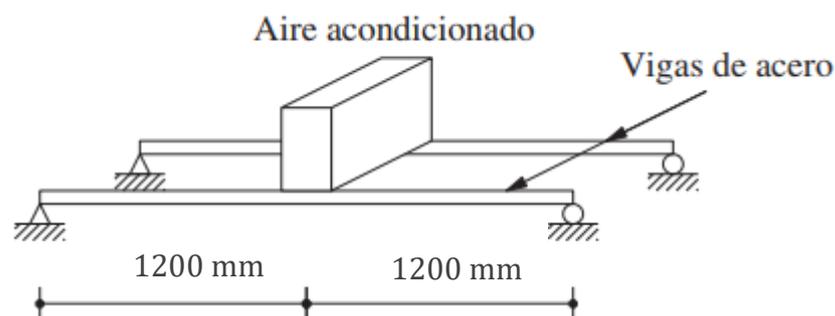
Figura 4.7. Transmisibilidad. (Pintor Borobia)

4.4 Caso teórico I: Vibración de un motor sometido a una fuerza sinusoidal con amortiguamiento

Descripción del caso

Un equipo de aire acondicionado pesa 6 kN y es colocado a mitad de la longitud de dos vigas IPE80 paralelas de acero simplemente apoyadas. El claro libre de las vigas es de 2400 mm y el momento de inercia del área de la sección transversal de cada una es de $80 \times 10^4\text{ mm}^4$. El motor de la máquina funciona a 300 rpm y, a esta velocidad, produce una fuerza vertical desbalanceada del 2% del peso del aire acondicionado. Se despreciará el peso de las vigas y suponga 2% de amortiguamiento viscoso en el sistema para el acero $E = 200\text{ GPa}$.

- Considerando la fuerza desbalanceada, se determinarán las amplitudes de la deflexión en estado estacionario u_o y la aceleración de estado estacionario \ddot{u}_o (en $g's$) para las vigas en sus puntos medios.
- Se considerará un análisis dinámico y estático, y se determinará la deformación total del sistema y las reacciones en cada uno de los apoyos de las vigas durante un tiempo $t = 5\text{ s}$. Comente los resultados obtenidos.



DATOS

- $W = 6\text{ kN}$
- $I = 80 \times 10^4\text{ mm}^4$
- $E = 200\text{ GPa}$
- $L_{viga} = 2400\text{ mm}$

- Frecuencia $a/a = 5 \text{ Hz}$
- $F_{desbalance} = 2\%W = 0,12 \text{ kN}$
- $\xi = 2\%$

Desarrollo

a)

Análisis Dinámico

$$\omega = 5 \frac{rev}{s} = 10\pi \frac{rad}{s}$$

$$K = 2 * \left(\frac{48EI}{L^3} \right) = 2 * \left(\frac{48 * 200 * 80 * 10^4}{(2400)^3} \right) = 1,11 \text{ kN/mm (IPE80)}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = \sqrt{\frac{1,11}{\frac{6}{9810}}} = 42,601 \frac{rad}{s}$$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2\xi \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right) \right]^2}}$$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{10\pi}{42,601} \right)^2 \right]^2 + \left[2 * 0,02 * \left(\frac{10\pi}{42,601} \right) \right]^2}} = 2,188$$

$$(u_{st})_o = \frac{P_o}{K} = \frac{0,12}{1,11} = 0,108 \text{ mm}$$

$$u_o = (u_{st})_o * R_d = 0,108 * 2,188$$

$$\mathbf{u_o = 0,2363 \text{ mm}}$$

$$\ddot{u}_o = u_o * \omega^2 = 0,2363 * (10\pi)^2 = 233,22 \frac{mm}{s^2}$$

$$\ddot{u}_o = \frac{233,22}{9810} = \mathbf{0,02377 \text{ g}}$$

b)

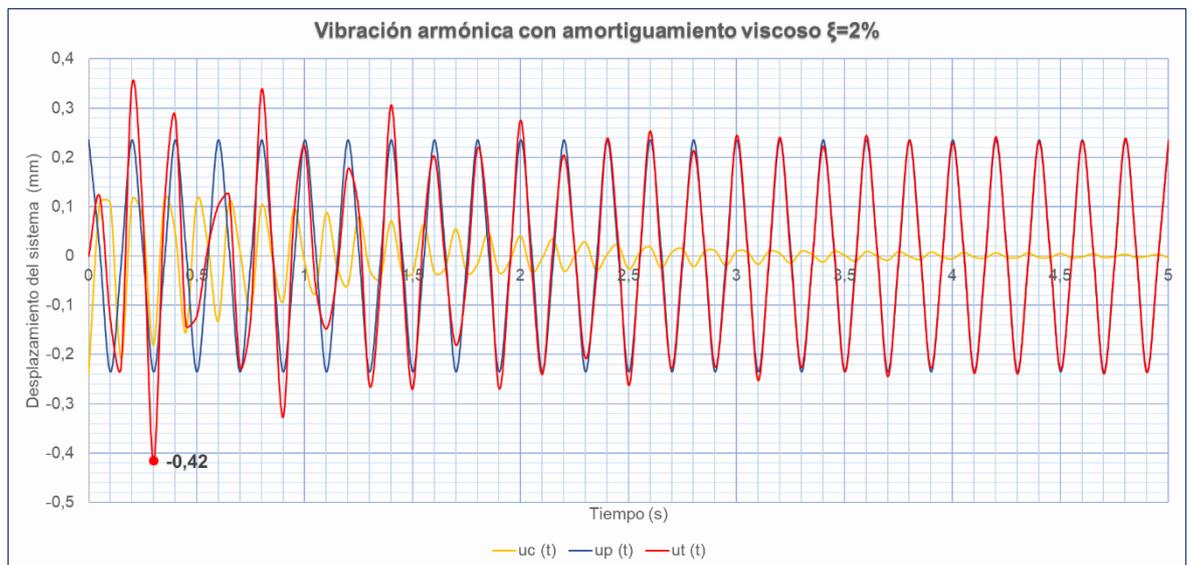
Se desarrollará en una hoja de cálculo la ecuación que describe el desplazamiento del sistema ante una vibración armónica sinusoidal con amortiguamiento viscoso equivalente $\xi = 2\%$.

$$u(t)_{dinámico} = -e^{\xi\omega_n t} \frac{P_o R_d}{K} \left[\frac{\omega_n}{\omega_D} (\beta \operatorname{sen}(-\phi) - \xi\beta \cos(-\phi)) s - \cos(-\phi) \cos(\omega_D t) \right] + \frac{P_o R_d}{K} \cos(\omega t - \phi) \quad (4.4.1)$$

$$\omega_D = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} = 42,601 \sqrt{1 - (0,02)^2} = 42,592 \frac{rad}{s}$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\xi(\omega/\omega_n)}{1 - (\omega/\omega_n)^2} = \tan^{-1} \frac{2(0,02) \left(\frac{10\pi}{42,601} \right)}{1 - \left(\frac{10\pi}{42,601} \right)^2} = 0,0646$$

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{10\pi}{42,601} = 0,737$$



Análisis Estático

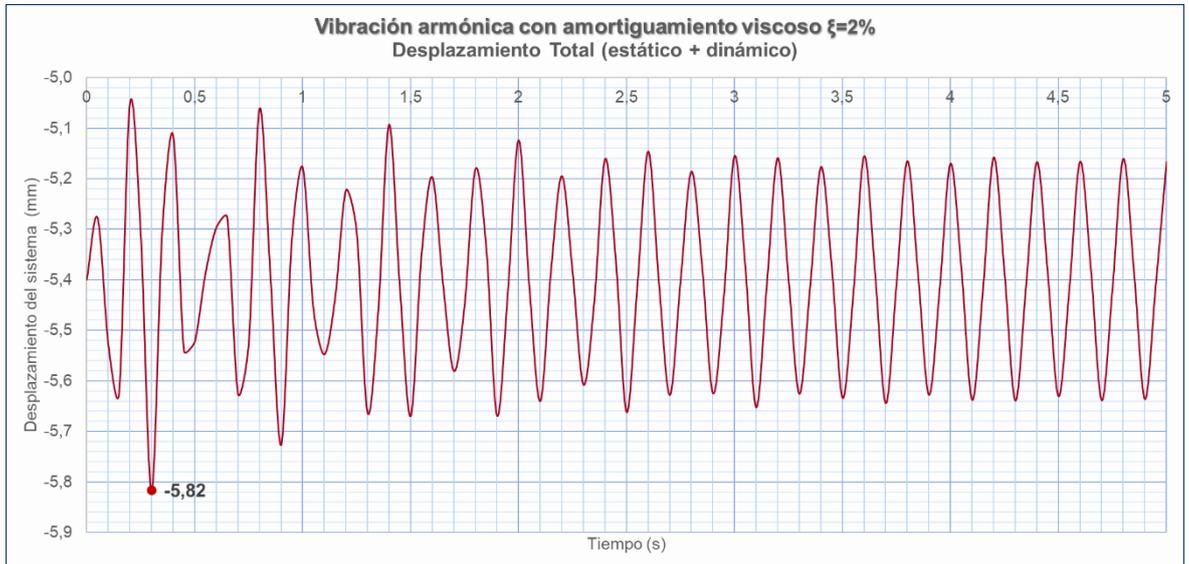
$$\delta_{máx} = \frac{-PL^3}{48EI}$$

Deformación estática máxima para c/viga

$$\delta_{máx} = u_{estático} = \frac{-\frac{6}{2} * (2400)^3}{48 * 200 * 80 * 10^4} = -5,4 \text{ mm}$$

La deformación total del sistema será igual a:

$$u_{total}(t) = u_{estático} + u(t)_{dinámico}$$



Reacciones en apoyos de las vigas

$$R(t) = \frac{\left(-u_{total}(t) \frac{48 EI}{L^3}\right)}{2}$$



Comentarios

En la gráfica de vibración armónica con amortiguamiento viscoso $\xi = 2\%$ se observó que el desplazamiento complementario $u_c(t)$ disminuye a medida que avanza el tiempo hasta un tiempo de $t \approx 5 \text{ s}$ en el cual ya se hace despreciable, lo que produce que el desplazamiento del sistema esté determinado por el desplazamiento particular $u_p(t)$.

Lo mismo ocurre en las reacciones en cada apoyo de las vigas, donde a partir de un tiempo determinado, las reacciones estarán definidas por la deformación estática más la deformación dinámica que variará en función del desplazamiento particular $u_p(t)$ que experimente el sistema mecánico.

Finalmente, la frecuencia del movimiento del sistema converge a la frecuencia de excitación de la fuerza externa puesto que, la frecuencia natural del sistema tiende a desaparecer.

4.5 Caso teórico II: Análisis comparativo de soportes con o sin aislamiento para diferentes relaciones de frecuencias

Descripción del caso

Una máquina de 24 kN se apoya sobre resortes de acero cuyos amortiguamientos equivalen a $\xi = 1\%$. La frecuencia natural de la vibración vertical del sistema máquina-resorte es de 200 ciclos por minuto. La máquina genera una fuerza vertical $p(t) = \text{sen } \omega t$. Calcule la amplitud del movimiento vertical de la máquina cuando está funcionando a 20 rpm , 180 rpm y 600 rpm ; si los resortes de acero se reemplazan por aisladores de caucho que producen un amortiguamiento equivalente a $\xi = 25\%$. Comente la eficacia de los aisladores a diferentes velocidades de la máquina.

Para efectos de estudio, se considerará la rigidez del sistema igual a 1 kN/mm tanto para los resortes de acero como para los aisladores.

Datos:

- $W = 24 \text{ kN}$
- $\omega_n = 200 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 20,944 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
- $K = 1 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$
- ξ (resortes de acero) = 1%
- ξ (aisladores) = 25%

Situaciones:

- $\omega = 20 \text{ rpm} \rightarrow \beta = \frac{20}{200} = 0,1$
- $\omega = 180 \text{ rpm} \rightarrow \beta = \frac{180}{200} = 0,9$
- $\omega = 600 \text{ rpm} \rightarrow \beta = \frac{600}{200} = 3$

Desarrollo

- Si $\omega = 20 \text{ rpm} \rightarrow \beta = 0,1$

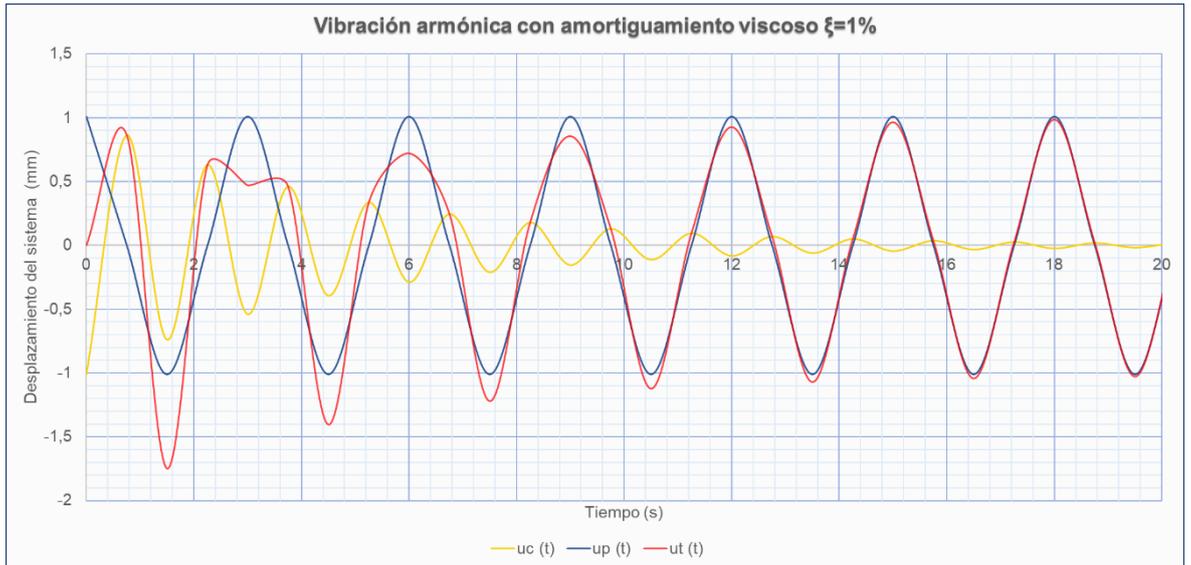
Análisis Dinámico

Para un sistema con vibración armónica amortiguada $\xi = 1\%$

$$(u_{st})_o = \frac{P_o}{K} = \frac{1}{1} = 1 \text{ mm}$$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (0,1)^2]^2 + [2(0,01)(0,1)]^2}} = 1,01$$

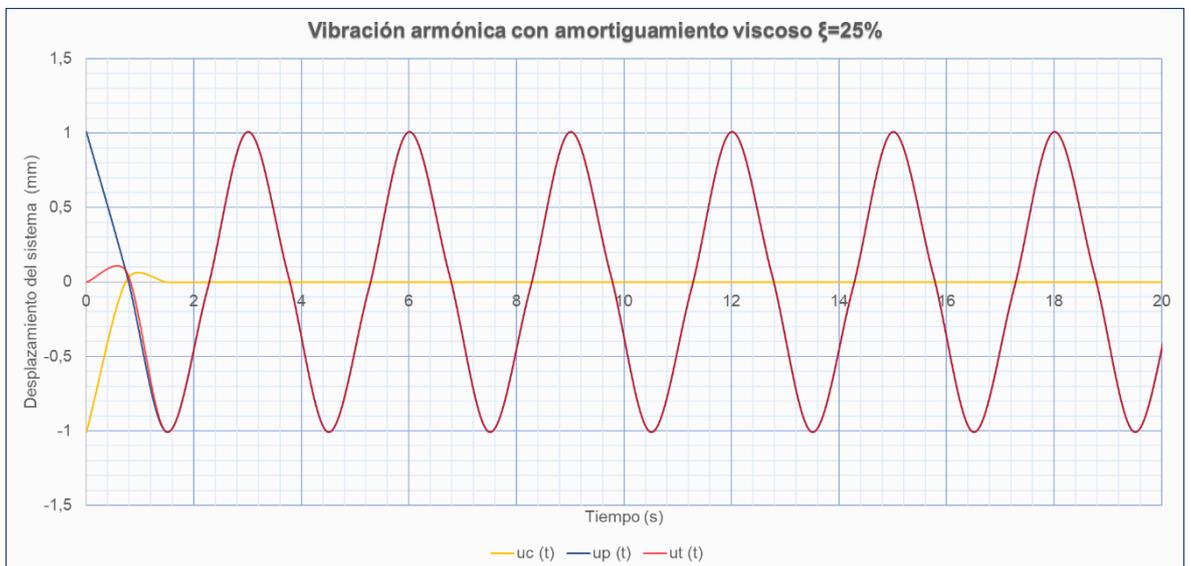
$$R_d = \frac{u_o}{(u_{st})_o} \rightarrow u_o = (u_{st})_o * R_d = 1(1,01) = 1,01 \text{ mm}$$



Para un sistema con vibración armónica amortiguada $\xi = 25\%$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (0,1)^2]^2 + [2(0,25)(0,1)]^2}} = 1,009$$

$$u_o = (u_{st})_o * R_d = 1(1,009) = 1,009 \text{ mm}$$



Análisis Estático

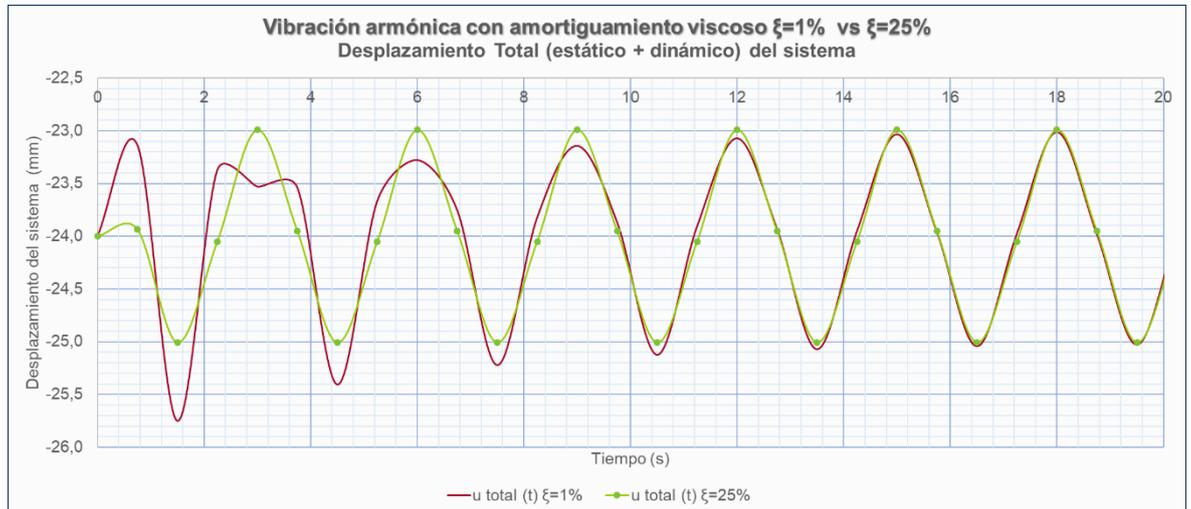
Deformación estática máxima para cada resorte o aislador

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{-P}{K}$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = u_{est\acute{a}tico} = \frac{-24}{1} = -24 \text{ mm}$$

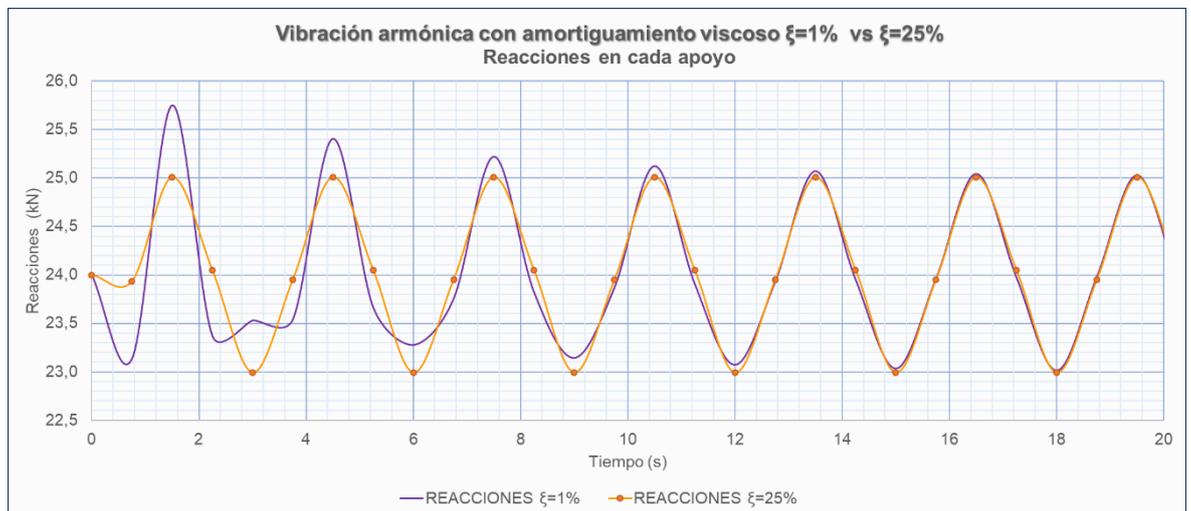
La deformaci3n total del sistema ser\acute{a} igual a:

$$u_{total}(t) = u_{est\acute{a}tico} + u(t)_{din\acute{a}mica}$$



Reacciones totales en la base del sistema mecánico

$$R(t) = -u_{total}(t) * K$$



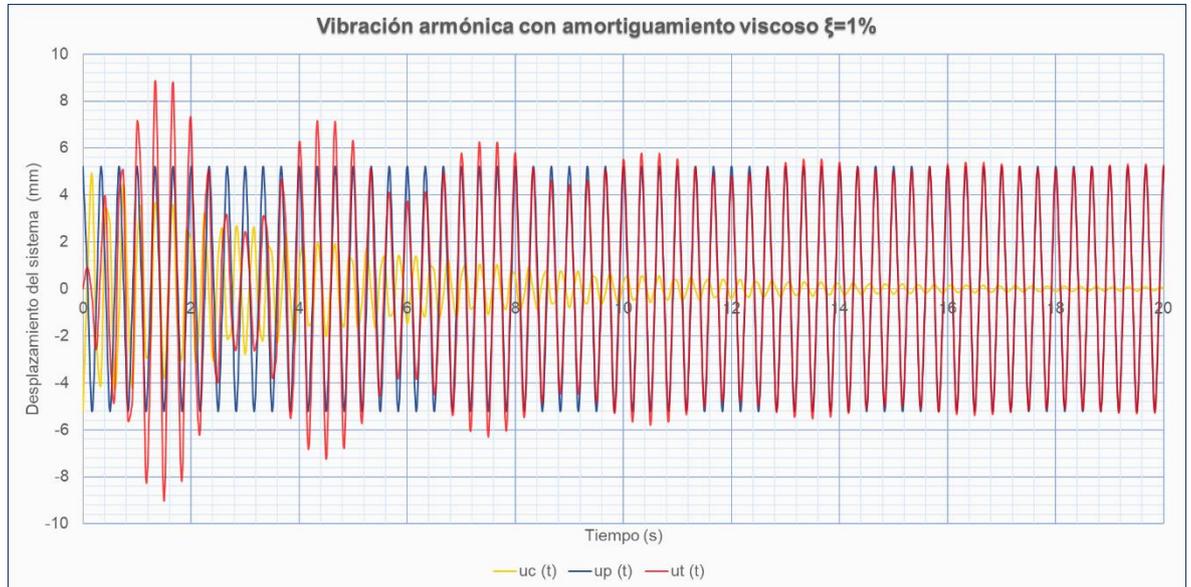
- Si $\omega = 180 \text{ rpm} \rightarrow \beta = 0,9$

Análisis Dinámico

Para un sistema con vibración armónica amortiguada $\xi = 1\%$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (0,9)^2]^2 + [2(0,01)(0,9)]^2}} = 5,24$$

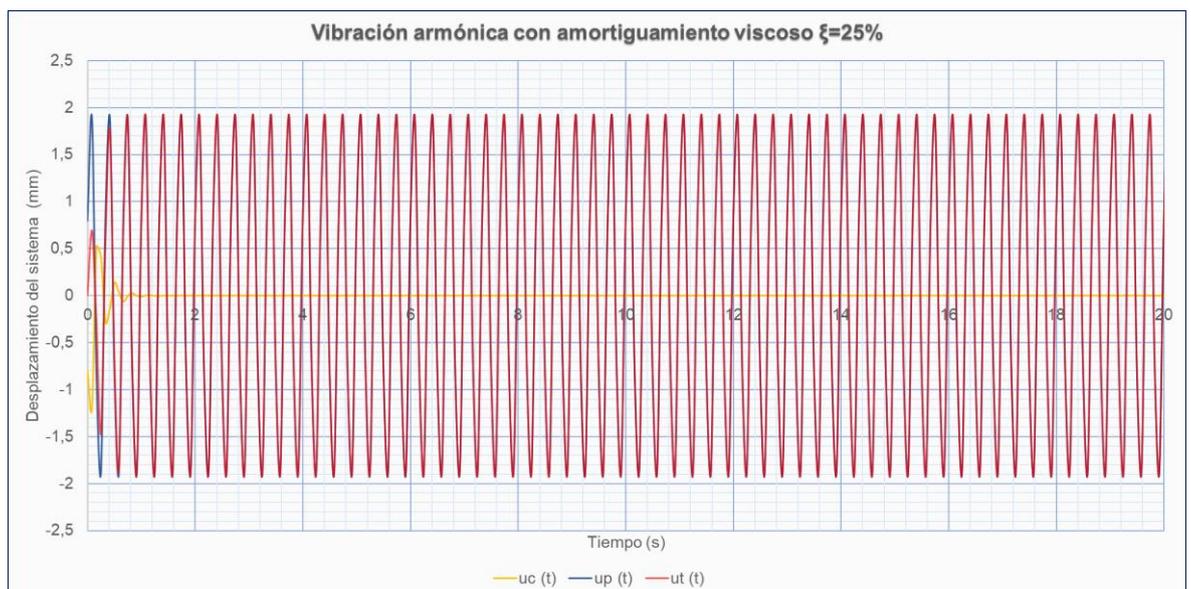
$$u_o = (u_{st})_o * R_d = 1(5,239) = 5,24 \text{ mm}$$



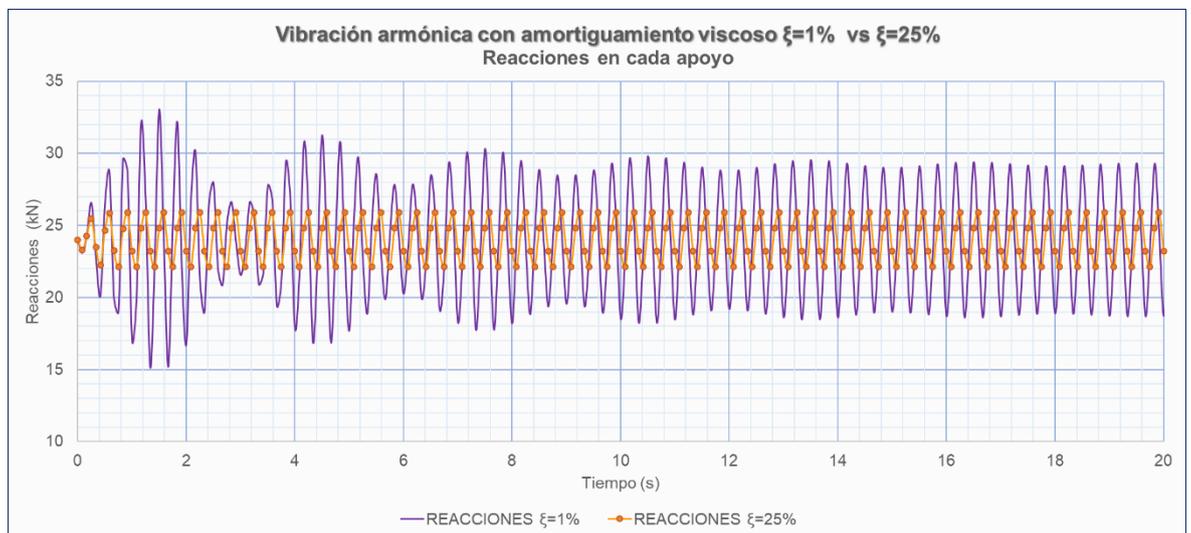
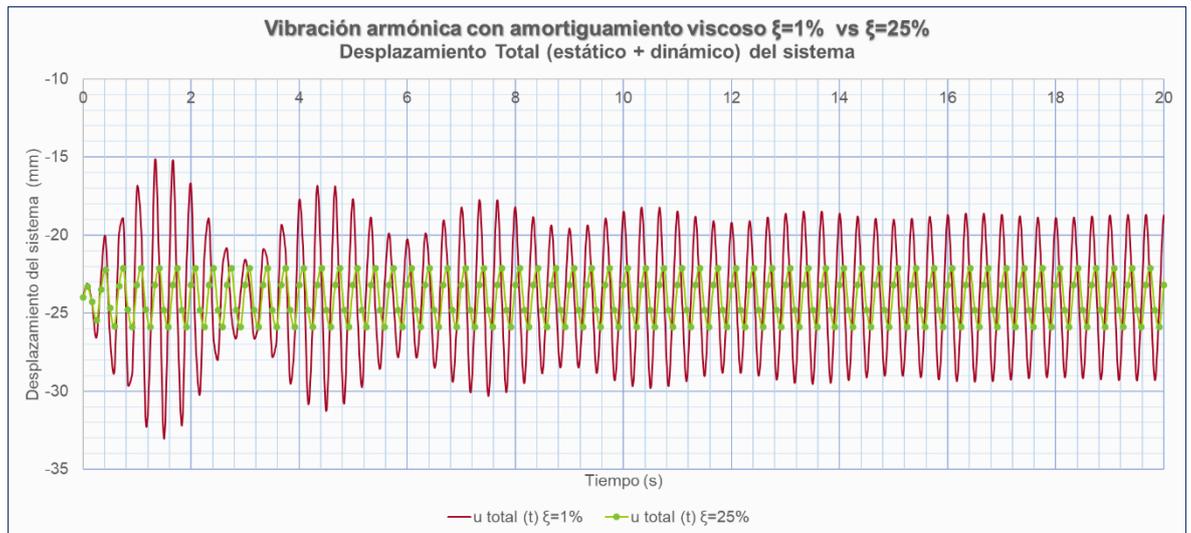
Para un sistema con vibración armónica amortiguada $\xi = 25\%$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (0,9)^2]^2 + [2(0,25)(0,9)]^2}} = 2,047$$

$$u_o = (u_{st})_o * R_d = 1(2,047) = 2,047 \text{ mm}$$



Análisis Estático



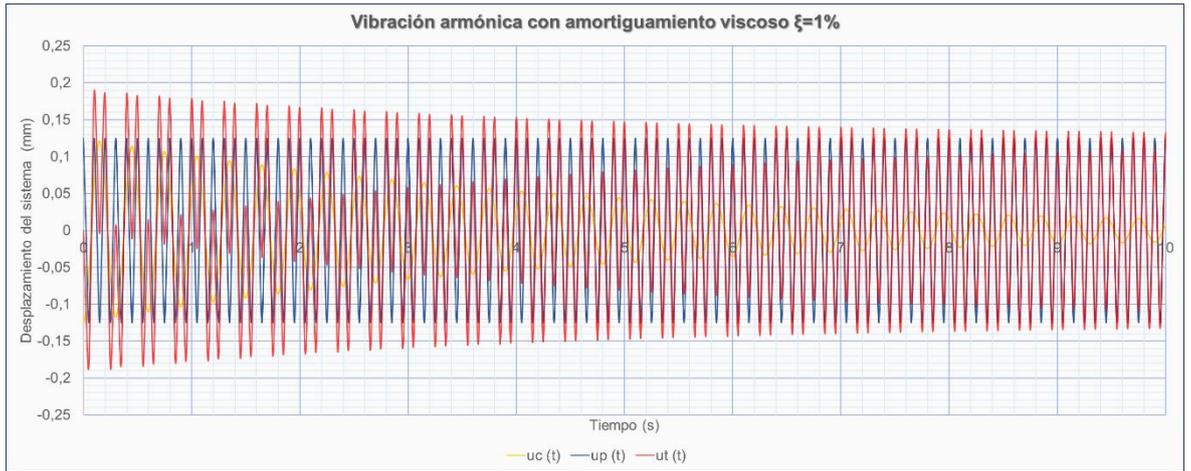
- Si $\omega = 600 \text{ rpm} \rightarrow \beta = 3$

Análisis Dinámico

Para un sistema con vibración armónica amortiguada $\xi = 1\%$

$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (3)^2]^2 + [2(0,01)(3)]^2}} = 0,125$$

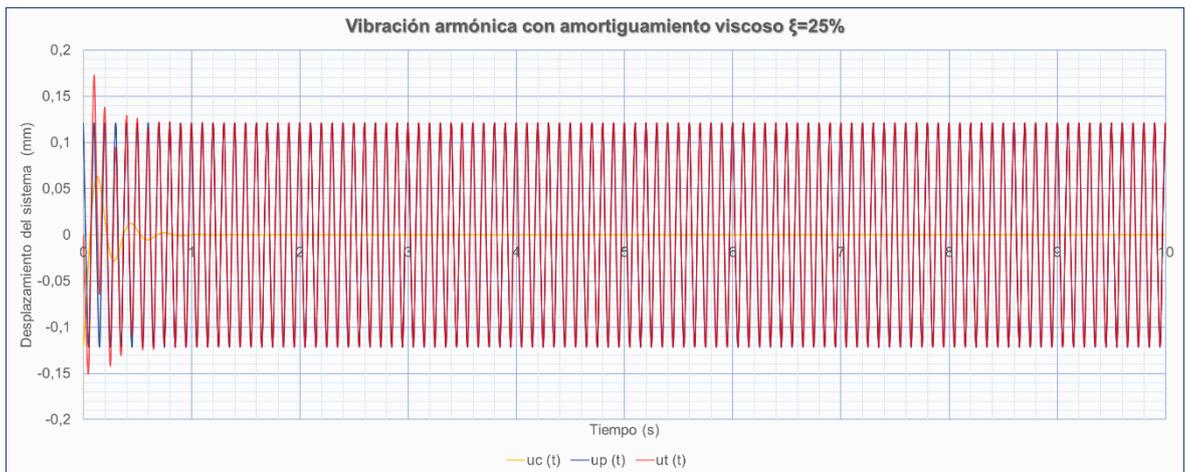
$$u_o = (u_{st})_o * R_d = 1(0,125) = 0,125 \text{ mm}$$



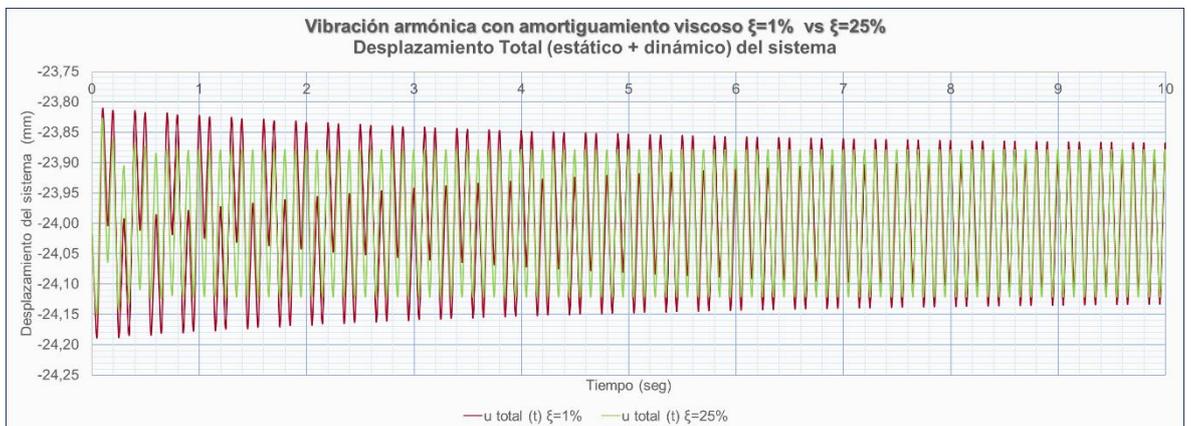
Para un sistema con vibración armónica amortiguada $\xi = 25\%$

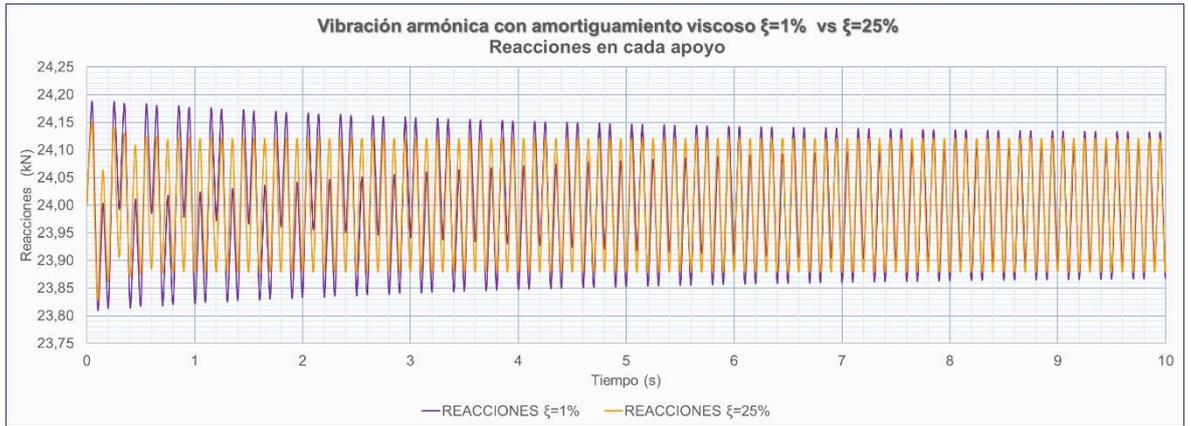
$$R_d = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (3)^2]^2 + [2(0,25)(3)]^2}} = 0,123$$

$$R_d = \frac{u_o}{(u_{st})_o} \rightarrow u_o = (u_{st})_o * R_d = 1(0,123) = 0,123 \text{ mm}$$



Análisis Estático



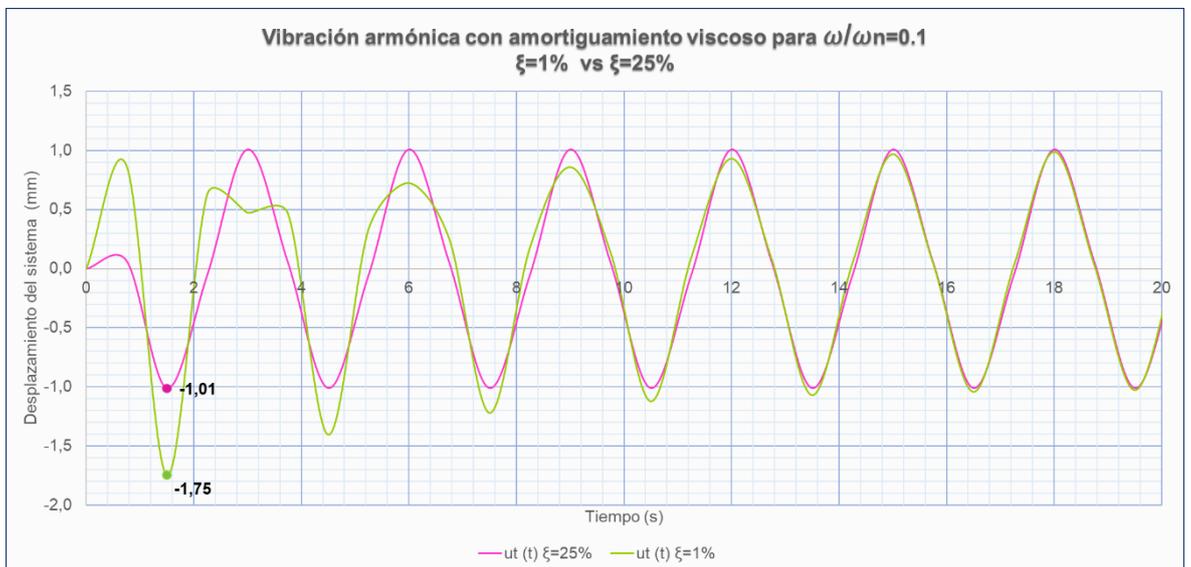


Resultados

$\frac{\omega}{\omega_n}$	$(u_o)_{\xi=0,01}$	$(u_o)_{\xi=0,25}$	%reducción de amplitud de deformación estacionaria
0,1	1,01	1,009	0,1%
0,9	5,24	2,05	60,88%
3,0	0,125	0,123	1,6%

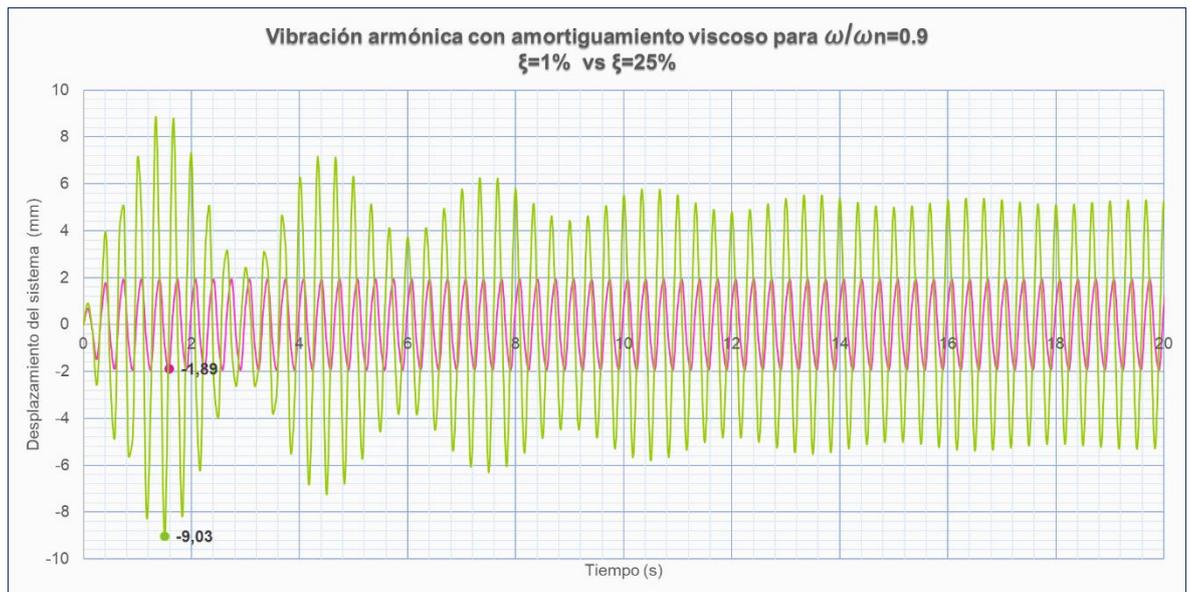
Figura 4.8. Tabla de resultados Caso Teórico.

- Si $\omega = 20 \text{ rpm} \rightarrow \beta = 0,1$



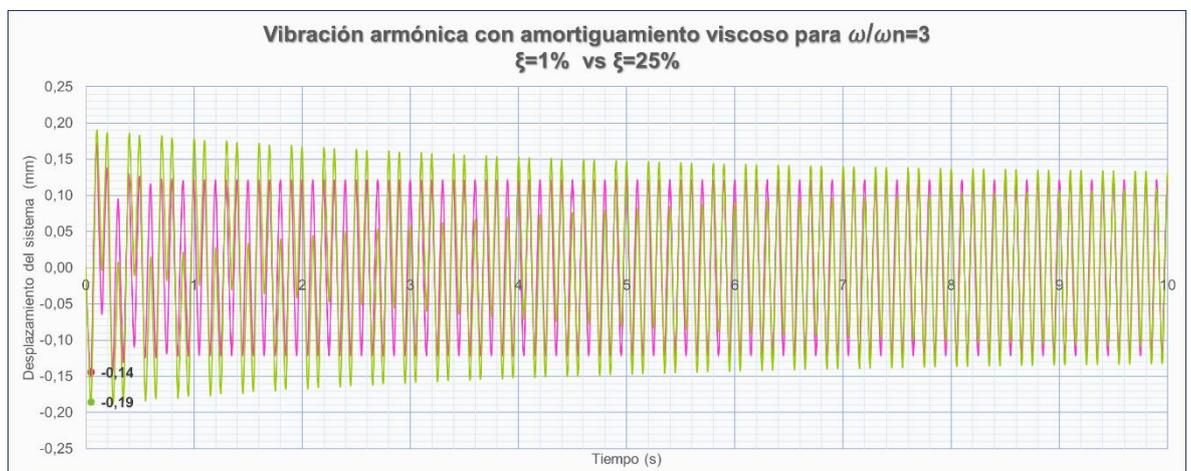
%Reducción de amplitud máxima= 4,29%

- Si $\omega = 180 \text{ rpm} \rightarrow \beta = 0,9$



%Reducción de amplitud máxima= 79,07%

- Si $\omega = 600 \text{ rpm} \rightarrow \beta = 3$



%Reducción de amplitud máxima= 26,31%

Comentarios

A partir de los resultados obtenidos se determinó que los aisladores fueron efectivos cuando $\frac{\omega}{\omega_n} = 0,9$ ya que se redujo la amplitud de deformación en 61% en estado estacionario, mientras que para la máxima amplitud

absoluta se produjo una reducción del 79,07% de la respuesta con resortes de acero. En cambio, para $\frac{\omega}{\omega_n} = 0,1$ ó 3 los aisladores no influyeron en la reducción de la deformación.

Se puede concluir que, los aisladores son eficientes para disminuir la respuesta cuando la frecuencia natural de la vibración vertical del sistema y la frecuencia a la cual está funcionando la máquina son similares ($\omega \approx \omega_n$). Sin embargo, cuando las frecuencias del sistema y de la fuerza externa son diferentes no influyen en la reducción de la amplitud del movimiento ni de las fuerzas.

Además, se observa que mientras mayor es el amortiguamiento más rápido se disipa la respuesta complementaria del sistema.

Se ha considerado la misma rigidez del sistema tanto para aisladores como para resortes de acero con el fin de poder comparar el efecto de los amortiguamientos.

En estos problemas se ha considera que los sistemas solo tienen 1 GDL que es el vertical. Sistemas con más grados de libertad se verán más adelante.

CAPÍTULO 5

CIMENTACIONES DE MAQUINARIAS

5.1 Introducción

Según (Srinivasulu & Vaidyanathan, 1976) el diseño de la cimentación de una máquina es mucho más complejo que la de una cimentación que soporta sólo carga estática. En las cimentaciones de maquinarias el diseñador deberá considerar además de las cargas estáticas, a las fuerzas dinámicas que son producto de la operación de la máquina. Estas fuerzas son transmitidas a la cimentación, por lo tanto, el diseñador deberá estar bien familiarizado con el método de la transmisión de carga a la cimentación y al suelo debajo de la base.

El hecho de que el conocimiento en este campo se haya quedado rezagado con respecto a otras ramas de la tecnología, se debe en parte al hecho de que la responsabilidad del rendimiento satisfactorio de una máquina se divide entre el diseñador de máquinas y el diseñador de cimientos, cuya tarea es diseñar una cimentación adecuada que sea compatible con requerimientos mecánicos y a satisfacción de las tolerancias requeridas. Por lo tanto, es deseable que los ingenieros mecánicos y civiles trabajen en estrecha coordinación desde la planificación hasta que la maquinaria se instale en la cimentación.

5.2 Tipos de cimentación

De acuerdo con (Martinez Dibene, 2003), existen diferentes tipos y subtipos de cimentación para maquinaria, los cuales varían en su forma estructural y la frecuencia a la cual opera.

Según la forma estructural se clasifican en:

- **Cimentación tipo bloque:** conformada por un pedestal de hormigón. Este tipo de cimentación se suele utilizar para maquinarias que producen impactos y fuerzas periódicas a baja frecuencia.

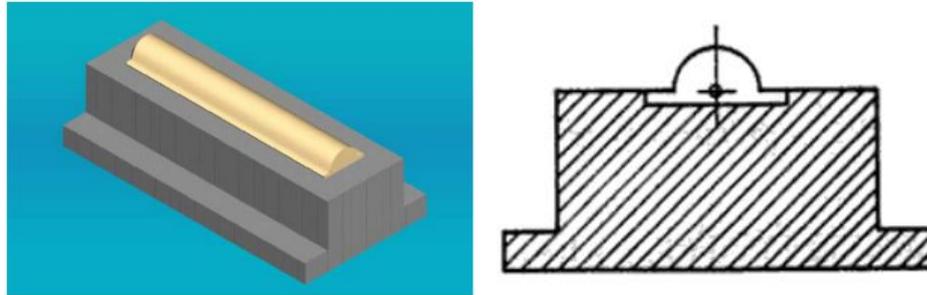


Figura 5.1. Cimentación tipo bloque. Tomado de (Peña Carrera, 2019) y (Srinivasulu & Vaidyanathan, 1976).

- **Cimentación tipo cajón:** conformada por un bloque de hormigón hueco.

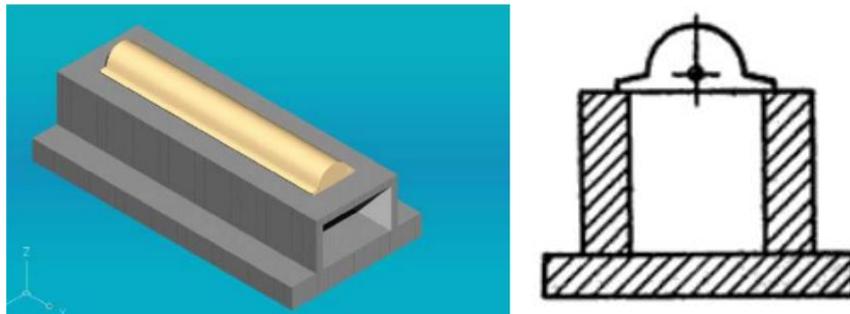


Figura 5.2. Cimentación tipo cajón. Tomado de (Peña Carrera, 2019) y (Srinivasulu & Vaidyanathan, 1976).

- **Cimentación tipo muro:** conformada por un par de muros que sujetan a la máquina en su parte superior.

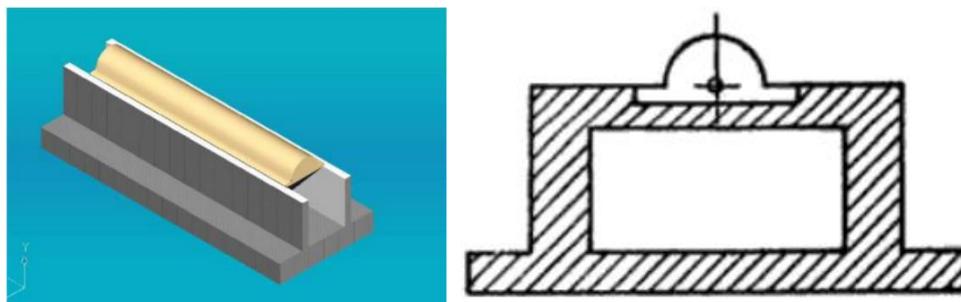


Figura 5.3. Cimentación tipo muro. Tomado de (Peña Carrera, 2019) y (Srinivasulu & Vaidyanathan, 1976).

- **Cimentación tipo marco:** conformado por varias columnas verticales sobre las cuales está apoyada una plataforma, formando la sección de un marco. Este tipo de cimentación se suele utilizar para maquinarias de alta frecuencia y maquinarias rotatorias.

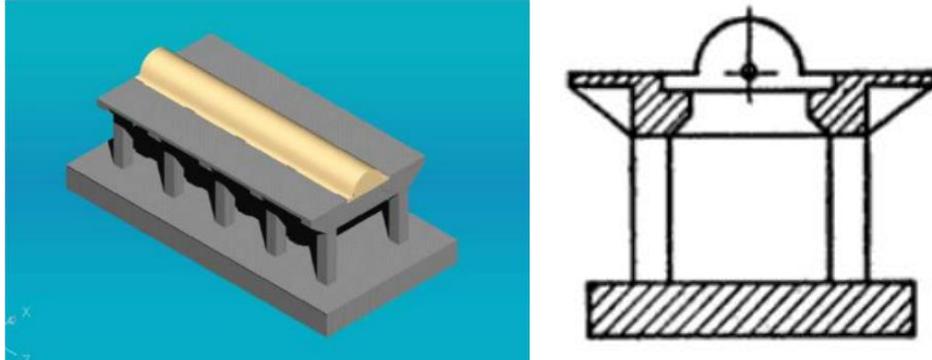


Figura 5.4. Cimentación tipo marco. Tomado de (Peña Carrera, 2019) y (Srinivasulu & Vaidyanathan, 1976).

Para maquinarias que introduzcan fuerzas dinámicas muy pequeñas, no requieren de alguna cimentación especial y se las puede atornillar al firme directamente.

Una cimentación tipo bloque es generalmente recomendada en el área industrial para diferentes frecuencias de operación de maquinarias rotatorias, las cuales dependen de las velocidades de operación y se clasifican en tres categorías. Cada una de las categorías, que se explican a continuación, implementan diferentes mecanismos para evitar los efectos de resonancia.

- **De baja a media frecuencia 0-500 rpm**

La base de la máquina es colocada con un área grande de contacto con la cimentación. Ejemplo de maquinarias: compresores y sopladores.

- **De media a alta frecuencia 300-1000 rpm**

La base de la máquina es desplazada de la cimentación por medio de resortes o placas elásticas (neopreno) para mantener una frecuencia natural de cimentación mucho menor a la frecuencia de operación.

- **De muy altas frecuencias > 1000 rpm**

La base de la máquina es colocada con una superficie de contacto pequeña con la cimentación y empleando aisladores de base para disminuir la frecuencia natural de la estructura. Ejemplo de maquinarias: motores de combustión interna, motores eléctricos y turbogeneradores.

Algunas maquinarias, como la turbo-maquinaria requieren de un equipo auxiliar por lo que es mejor utilizar una cimentación tipo marco ya que permite acomodar el equipo entre las columnas. (Srinivasulu & Vaidyanathan, 1976)

5.3 Modos de vibración

La cimentación se asume como un cuerpo rígido que, bajo la influencia de fuerzas y momentos superpuestos, puede vibrar en seis modos distintos:

- 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)

Por lo tanto, cualquier movimiento del bloque rígido puede darse en cualquiera de estos seis desplazamientos independientes, es decir, el bloque posee 6 grados de libertad o modos de vibrar y seis frecuencias naturales.

La translación del eje Z y la rotación alrededor del eje Z puede ocurrir de manera independiente a cualquier otro movimiento mientras que la translación a lo largo del eje Y y la rotación sobre X (y viceversa) ocurren simultáneamente y es denominado como “modo acoplado”. Por consiguientemente, el bloque de cimentación reproduce 4 tipos de movimiento. (Martinez Dibene, 2003)

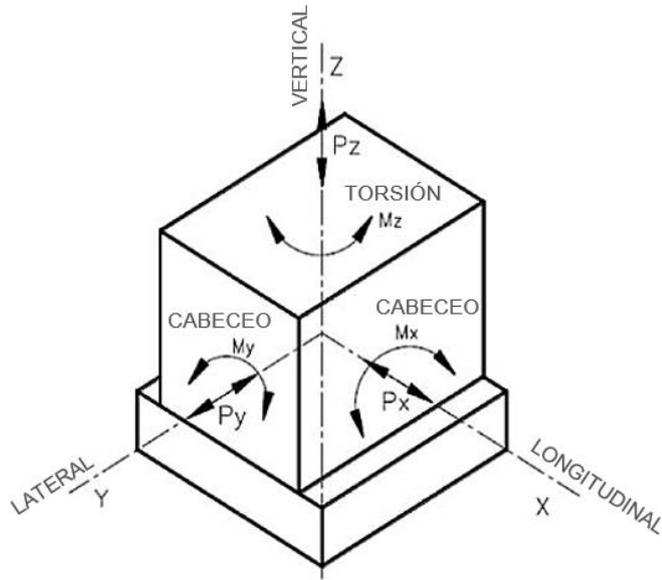


Figura 5.5. Cimentación tipo bloque y sus modos de vibración.

CAPÍTULO 6

MECANISMO DE AISLAMIENTO

6.1 Introducción

El análisis dinámico de un sistema mecánico debe reflejar la influencia que ejerce la maquinaria sobre su entorno, el cual generalmente está conformado por máquinas adyacentes, personas, estructuras de soporte, entre otras.

La elección de un mecanismo de aislamiento depende de las necesidades que se proyecten dentro de un análisis más detallado y, en muchas ocasiones, de la existencia en el mercado, de la economía y eficiencia que presente.

6.2 Aisladores de neopreno

6.2.1 Propiedades del elastómero

A partir de (Correa Manosalvas, 2011), se indica que:

La elongación o alargamiento es la capacidad del elastómero de estirarse hasta llegar a la ruptura, generalmente su valor se expresa en porcentaje de alargamiento. Cuando se habla de elongación elástica se refiere al porcentaje de elongación al que se puede estirar el material sin generar una deformación permanente, es decir, vuelve a su longitud original luego de suspender la tensión. Los elastómeros tienen una gran capacidad para elongarse dentro del rango elástico.

Los parámetros más importantes en la función de un neopreno como aislador son la elongación o alargamiento a la ruptura y carga. Cabe recalcar que a menor dureza mayor elongación, pero menor resistencia a la rotura o desgarre.

Los aisladores de neopreno tienen la ventaja del endurecimiento por compresión y por cortante. Las características del elastómero en compresión dependen de la relación del área que soporta a la carga y del área que se expande lateralmente, esta relación es conocida como el factor de forma (S).

El funcionamiento del apoyo es afectado verticalmente al transmitir la carga vertical ya que sufre acortamientos debido a las características elásticas y geométricas que tiene el dispositivo de neopreno. Un dato fundamental para el diseño de los apoyos es el módulo de corte, el cual se muestra a continuación:

MÓDULO DE CORTE T=23°C (MPa)	Dureza (Shore A)		
	50	60	70
	0.66-0.90	0.90-1.38	1.38-2.07

Tabla 6.1. Módulo de corte del elastómero según AASHTO 14.7.6. (Correa Manosalvas, 2011)



Figura 6.1. Comportamiento del apoyo de neopreno bajo la aplicación de una fuerza horizontal. (Correa Manosalvas, 2011)

El módulo de elasticidad transversal del elastómero o corte (G), de acuerdo con la Figura 6.1, es la relación entre el esfuerzo cortante y la deformación al corte.

La rigidez por corte de un cojinete de goma con un espesor t , un área transversal A y un módulo de corte G está determinado por la siguiente ecuación.

$$K_r = \frac{GA}{t} \quad (6.2.1)$$

La máxima deformación (con relación al espesor) puede tomarse como 0,2 en compresión y 0,4 en cortante. Los esfuerzos admisibles para un elastómero con inclinación de la dureza del 70°, están alrededor de 16 kg/cm² y 5 kg/cm² para compresión y cortante, respectivamente. La inclinación de dureza especifica la calidad de la goma y las características de diseño.

La Tabla 6.2 expone las propiedades del aislador de goma para diferentes inclinaciones de dureza.

Inclinación de dureza (S)	Módulo Cortante (G)	Módulo de Elasticidad (E)	Módulo de volumen (B)	α
°	Kg/cm ²	Kg/cm ²	Kg/cm ²	
40	4,59	15,29	10 193,68	0,85
50	6,52	22,43	10 499,49	0,73
60	10,81	45,36	11 722,73	0,57
70	17,64	74,92	12 945,97	0,53

Tabla 6.2. Propiedades naturales de los aisladores de goma. (Martinez Dibene, 2003)

A partir de estos datos se puede obtener la rigidez a compresión de un cojinete de goma, la cual está dada por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{K_c} = \frac{t}{A} \left[\frac{1}{E(1 + 2\alpha A_r^2)} + \frac{1}{B} \right] \quad (6.2.2)$$

6.2.2 Características de la goma

Según (Correa Manosalvas, 2011) los apoyos elastoméricos son fabricados con materiales de caucho natural o sintético (neopreno), con características de resistencia y flexibilidad, de tal modo que se combina rigidez y amortiguamiento en un mismo elemento.

El neopreno presenta un mejor comportamiento a bajas temperaturas con respecto al caucho natural, además posee mayor resistencia a la acción del ozono y es menos susceptible al deterioro bajo condiciones ambientales desfavorables.

La composición de los apoyos de neopreno es:

- Policloropeno (neopreno virgen)
- Polisopreno natural (caucho natural)

Existe una gran variedad de tipos de apoyos de neoprenos, cada uno con características distintas y para diferentes usos. Sus funciones básicamente consisten en transferir las fuerzas de la superestructura a la subestructura, disipar y aislar desplazamientos de traslación y rotación debido a la expansión térmica, mitigar efectos de cargas dinámicas y vibraciones, entre otras.

Dada la alta eficiencia que posee el neopreno para aislar vibraciones, disipar movimiento de traslación y rotación, es adoptado como material constituyente del mecanismo de aislamiento de bases de máquinas industriales rotatorias.

6.3 Ensayos

Es necesario conocer las características y propiedades de los materiales que componen al aislador elastomérico, puesto que este dispositivo será el encargado de disipar la energía. Para determinar experimentalmente la respuesta mecánica y conocer las propiedades y características del elastómero, se llevan a cabo ensayos de dureza, tracción, elongación, compresión y corte.

En este capítulo se tomará como referencia los resultados obtenidos en el trabajo de titulación de Correa E. (hoy ingeniero) realizado en mayo de 2011 en la ciudad de Sangolquí, provincia de Pichincha, Ecuador. Los ensayos fueron desarrollados en el laboratorio de la Escuela Politécnica del Ejército

(ESPE) y las probetas fueron elaboradas por la empresa privada PLAMEC, la cual está ubicada en Quito.

De acuerdo con (Correa Manosalvas, 2011) todos los procedimientos se apegaron a las normas INEN y ASTM. Cada prototipo ensayado tenía una composición diferente, cuya dureza variaba entre shore 50, shore 60 y shore 70.

Con base a las respuestas obtenidas se conocerá el comportamiento del elemento en condiciones de reposo y ante la aplicación de carga dinámicas.

6.3.1 Ensayo de dureza (INEN 887)

La dureza Shore se puede medir con varias escalas, las cuales son: Shore A, B, C, D, 0 y 00. Para medir la dureza de cauchos blandos, hasta 90 grados, se recomienda medir con escala Shore A, en cambio para cauchos duros cuya dureza sea mayor que 90 grados Shore A se utiliza la escala Shore D. Aproximadamente 40 grados Shore D equivalen a 90 grados Shore A.

El procedimiento para medir la dureza shore se realiza presionando una punta de acero normalizada contra el material a ensayar. La dureza superficial que posee dicho material se determina al medir la profundidad que alcanza la punta de acero con la ayuda de un durómetro. (INEN 887, 1983)

La superficie de apoyo y de la muestra deberán estar lisas y con sus caras en posición paralela. La presión aplicada en la punta de acero será de 12,5 N en la escala Shore A y de 50 N en la Shore D.

Se deberá obtener 5 medidas en diferentes posiciones en la muestra a una distancia de radio mínimo de 6 mm una de otra. El resultado del ensayo será el promedio de las 5 lecturas obtenidas para cada muestra.



Figura 6.2. Medición de dureza shore en caucho. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

SHORE 50							
hora	09.07	10.09	11.09	12.12	13.04	14.02	15.00
Temp °C	21.1	20	19.5	20.3	19.4	18.8	18.5
shore	12.22	11.38	12.22	11.80	11.80	12.22	11.80
	12.22	12.22	12.64	12.64	12.64	11.80	11.80
	11.80	11.38	11.80	12.22	12.22	11.80	12.22
	13.07	11.80	11.38	11.80	11.80	11.80	12.22
promedio	12.22	11.80	11.89	12.22	12.14	11.97	12.22

12.07

SHORE 60							
hora	09.00	10.02	11.05	12.07	13.05	14.06	15.02
Temp °C	21.1	20	19.5	20.3	19.4	18.8	18.5
shore	17.28	17.28	17.28	17.28	17.28	17.28	17.28
	18.12	18.12	18.12	18.12	18.12	17.28	17.28
	17.70	17.70	17.70	17.70	17.70	17.28	17.70
	17.28	17.28	17.28	17.28	17.28	17.70	18.55
promedio	17.70	17.70	17.70	17.70	17.70	17.53	17.70

17.68

SHORE 70							
hora	09.05	10.06	11.07	12.10	13.03	14.05	15.05
Temp °C	21.1	20	19.5	20.3	19.4	18.8	18.5
shore	22.76	24.02	23.60	23.18	23.60	23.18	23.60
	23.60	23.60	24.02	22.76	23.60	23.60	22.76
	23.60	23.60	23.60	23.18	22.76	23.18	23.60
	23.18	23.60	23.60	23.60	23.60	22.76	24.02
	23.60	24.02	23.18	23.60	23.60	23.60	22.76
promedio	23.35	23.77	23.60	23.27	23.43	23.27	23.35

23.43

Tabla 6.3. Datos de dureza Shore D y las temperaturas tomadas durante el ensayo. Tabla tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

Durante el ensayo se registró la dureza obtenida, la temperatura y hora del ensayo. Estos datos sirvieron para conocer el comportamiento de las muestras de elastómeros en función a la temperatura, cuyos resultados se exponen en la siguiente gráfica.

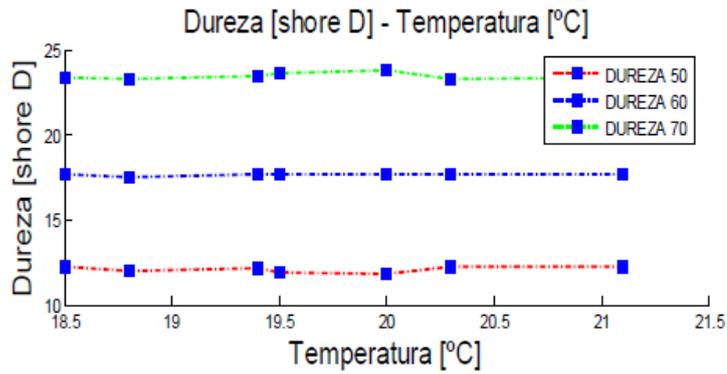


Figura 6.3. Variación de la dureza (shore D) a diferentes temperaturas (°C). Gráfica tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

6.3.2 Ensayo de resistencia a la tracción y alargamiento porcentual (INEN 1165)

La fabricación de las probetas ensayadas comprende las etapas de preparación del compuesto, cortado y vulcanizado del proceso general para la elaboración de las piezas de elastómeros. En la etapa de vulcanización, se prensa por un cierto tiempo un trozo de material en un molde a condiciones determinadas de temperatura.

Las dimensiones del molde son establecidas por la norma INEN 1165. En este ensayo fueron tomadas las especificaciones para la forma tipo B.

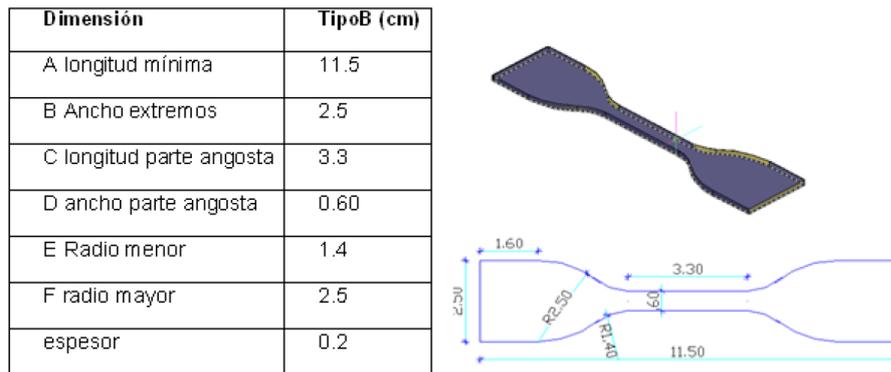


Figura 6.4. Dimensiones del prototipo de elastómero tipo B. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

Este ensayo determina las propiedades mecánicas del material al someter a una probeta de dimensiones y forma determinadas a un esfuerzo de tracción en la dirección longitudinal. (INEN 1165, 1986)

Cabe recalcar que, debido al comportamiento del elastómero, la interpretación de los resultados de tensión-deformación es más compleja que otros análisis.

Alargamiento porcentual

Las mediciones se realizaron en dirección al eje longitudinal, a lo largo del ancho y espesor en la zona central de la probeta.

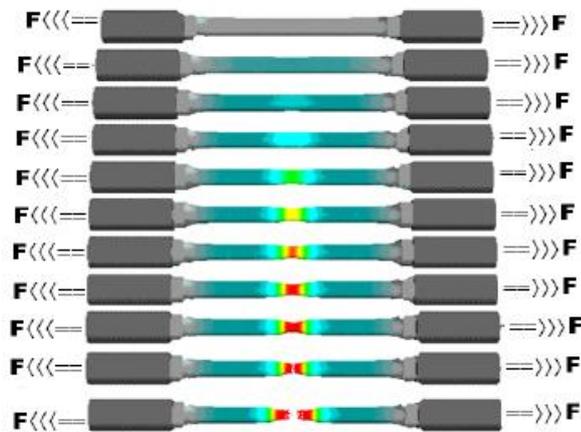


Figura 6.5. Ensayo a tracción. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

Para la estimación de la elongación porcentual a la rotura se la calculó de la forma habitual.

$$Elongación = \frac{L_2 - L_1}{L_1} * 100$$

Donde,

$L_1 = Longitud\ inicial = 25mm$

$L_2 = Longitud\ de\ ruptura$

SHORE 50			SHORE 60			SHORE 70		
L2 (mm)	L1 (mm)	(%)	L2 (mm)	L1 (mm)	(%)	L2 (mm)	L1 (mm)	(%)
113	25	352	119	25	376	123	25	392
114	25	356	123	25	392	125	25	400
112	25	348	122	25	388	126	25	404
		352,0			385,3			398,7

Tabla 6.4. Resultados obtenidos del alargamiento porcentual. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

Fuerza vs deformación

En el ensayo de tracción se realiza a una temperatura ambiente de 20 °C a velocidad constante del equipo. El equipo se encarga de graficar la curva esfuerzo a tensión (σ) vs deformación unitaria (ϵ), cuya forma varía según la naturaleza química del elastómero.

Análisis de las curvas tensión-deformación

La parte inicial de la curva corresponde a la deformación elástica, es decir, el esfuerzo a tensión (σ) y la deformación unitaria (ϵ) son proporcionales según la ley de Hooke ($\sigma=E*\epsilon$) hasta llegar al límite de proporcionalidad. La pendiente del tramo inicial es igual al módulo de Young o módulo elástico.

La curva continúa con la zona de transición entre el comportamiento elástico y plástico del material. El límite del comportamiento elástico corresponde al máximo valor a tensión que puede soportar un material sin sufrir una deformación permanente. Las piezas deben de ser diseñadas para trabajar por debajo de este límite, de modo que el material no sufra deformaciones permanentes. Una vez pasado el límite elástico, el material sufrirá deformaciones plásticas, es decir, que luego de la suspensión de la carga el material no recuperará las dimensiones originales.

En la figura de curvas típicas de tensión vs deformación en polímeros, se observa que para materiales dúctiles (curvas b y d) la deformación plástica entre el límite elástico y el punto de fractura es grande. Para materiales frágiles o quebradizos (curva a) la fractura se produce en torno al límite elástico o

antes. También se observa un comportamiento intermedio, entre frágil y dúctil (curva c).

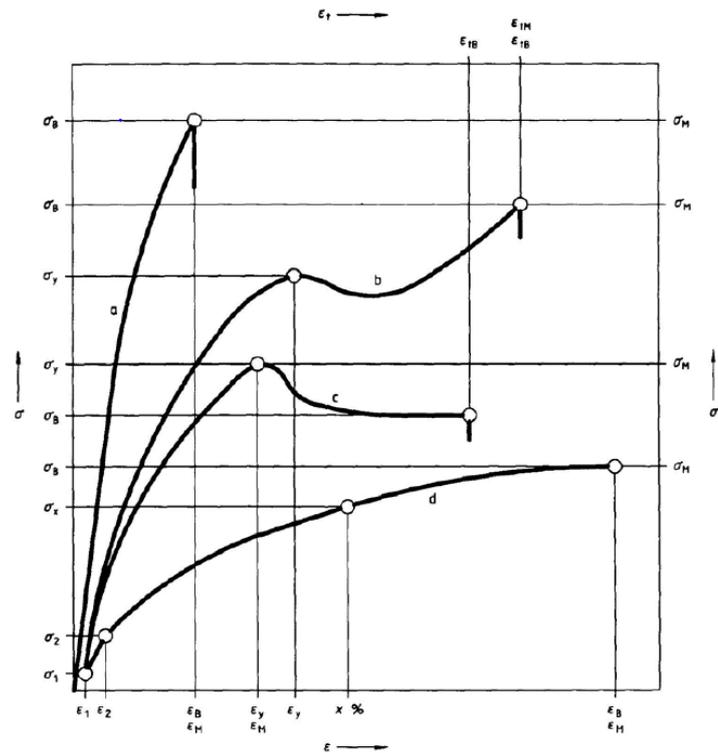


Figura 6.6. Curvas típicas de tensión vs deformación en polímeros. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

A continuación, se muestran las gráficas de esfuerzo vs deformación obtenidas en el ensayo.

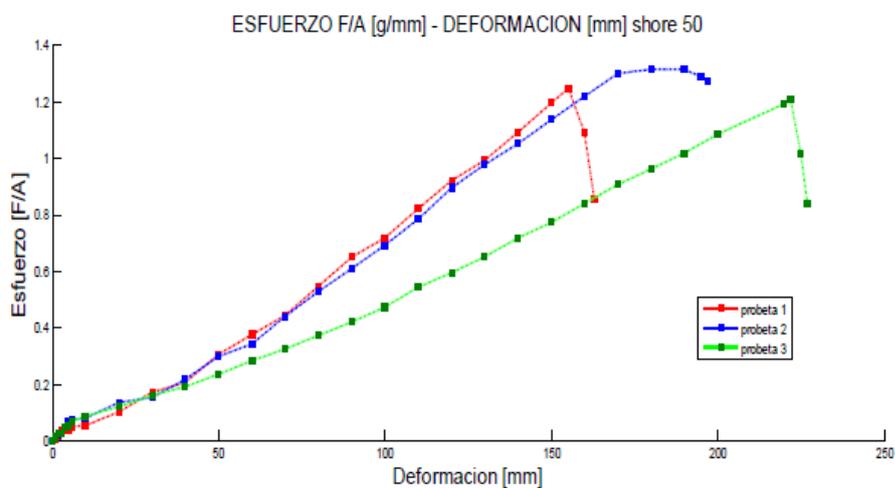


Figura 6.7. Curva esfuerzo (g/mm) vs deformación (mm) para shore 50. Gráfica tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

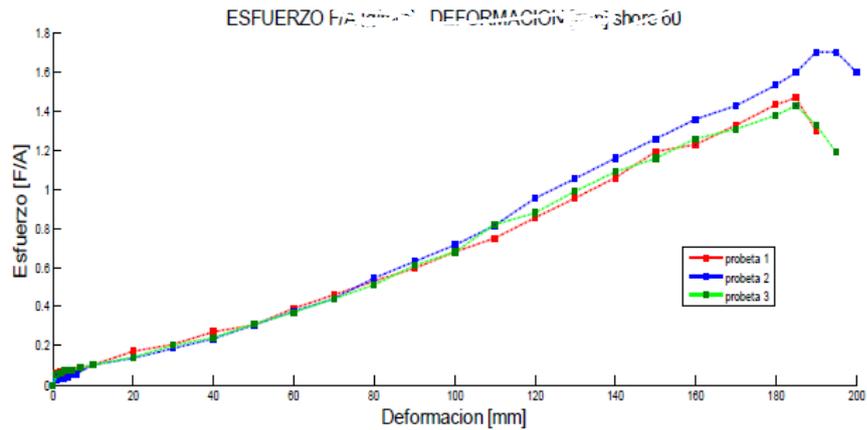


Figura 6.8. Curva esfuerzo (g/mm) vs deformación (mm) para shore 60. Gráfica tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

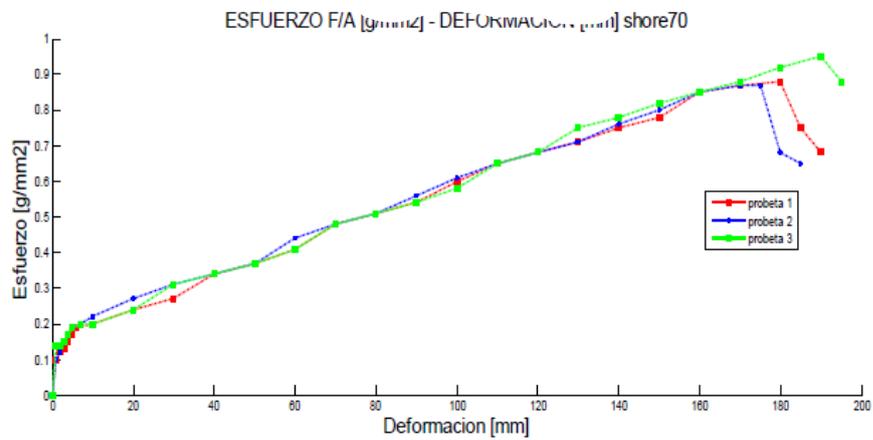


Figura 6.9. Curva esfuerzo (g/mm) vs deformación (mm) para shore 70. Gráfica tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

A partir de las curvas obtenidas se observa que los elastómeros tienen un comportamiento frágil.

SHORE	ESFUERZO (F/A)			
	σ (kg/mm ²)	σ (kg/mm ²)	σ (kg/mm ²)	$\sigma=F/A$
	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	MPa
50	1,25	1,31	1,204	12,296
60	1,47	1,7	1,43	15,027
70	0,88	0,87	0,95	8,820

Tabla 6.5. Esfuerzo máximo a tensión. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

6.3.3 Ensayo por corte

Para la realización de este ensayo se adopta la configuración geométrica de probeta mostrada en la Figura 6.10 que consta de tres placas de acero A36 y dos muestras de elastómero intercalados entre las mismas. Entre las placas y las muestras de elastómero debe existir una adherencia adecuada a fin de que el ensayo verifique la condición de deformación plana.

El esfuerzo cortante se produce mediante la aplicación de carga en sentido longitudinal, produciendo una deformación por cortante en el elastómero. Esta deformación es el mecanismo de disipación de energía del aislador.

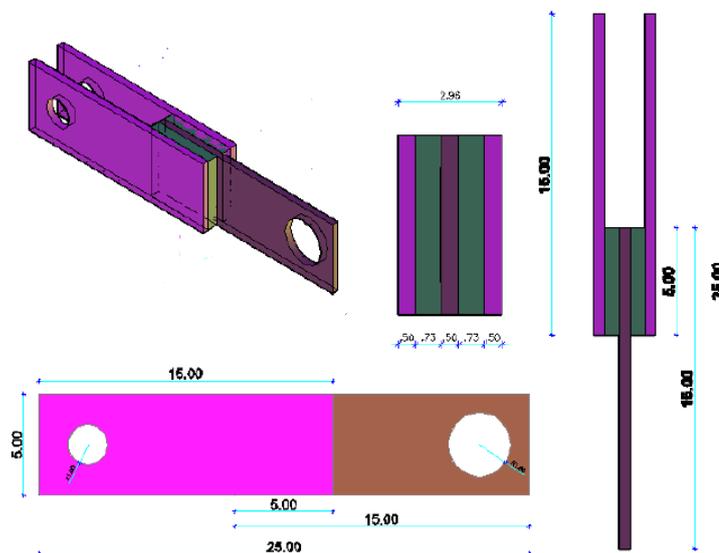


Figura 6.10. Prototipo para el ensayo a corte. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

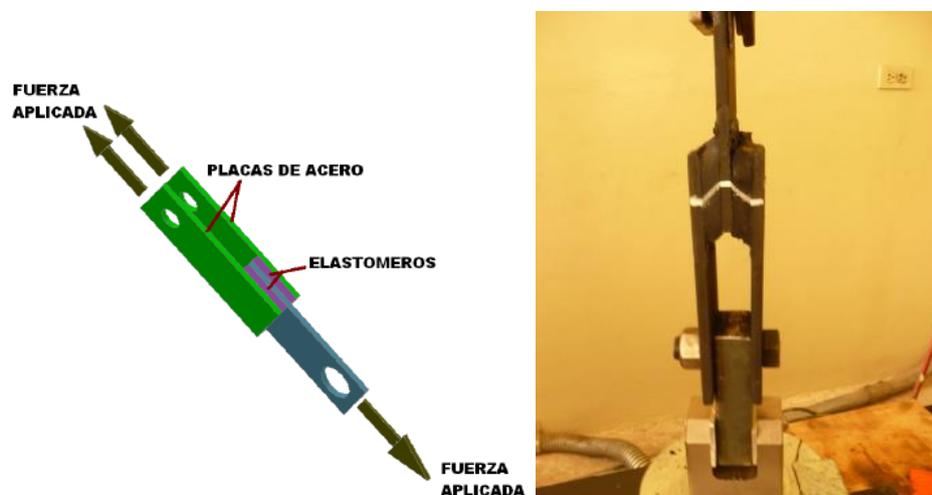


Figura 6.11. Ensayo a Corte. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

Por medio de un grupo de instalaciones se registra la información de desplazamiento, carga y deformación. Estos resultados son graficados y se obtiene el modelo bilineal de fuerza vs desplazamiento.

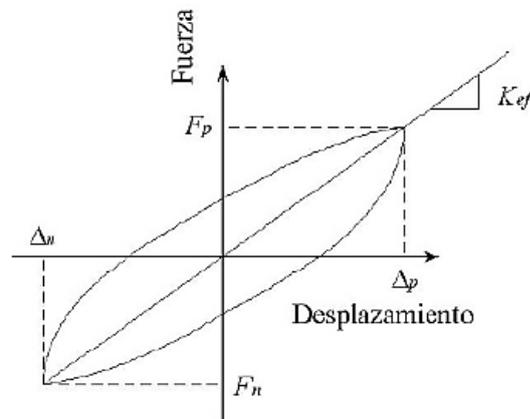


Figura 6.12. Curva fuerza vs desplazamiento – Modelo Bilineal. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

Para calcular la rigidez efectiva del aislador se utiliza la ecuación:

$$k_{eff} = \frac{F_p - F_n}{\Delta_p - \Delta_n} \quad (6.3.1)$$

Donde,

Δ_p : desplazamiento máximo

Δ_n : desplazamiento mínimo

F_p : fuerzas máximas

F_n : fuerzas mínimas

Los resultados para la curva de histéresis fueron:

Frecuencia (Hz)	Desplazamiento D		Lector digital		Fmáx (+)	Fmáx (-)	K eff (ton/mm)
	(%)	(mm)	V (+)	V (-)	(N)	(N)	
0,1	25%	3,5	0,27	-0,25	1,42	-1,31	0,39
	50%	7	0,86	-0,88	4,51	-4,62	0,65
	75%	10,5	1,29	-1,25	6,77	-6,56	0,63

Tabla 6.6. Registro de desplazamiento - Prototipo: shore 50. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

Frecuencia (Hz)	Desplazamiento D		Lector digital		Fmáx (+)	Fmáx (-)	K eff
	(%)	(mm)	V (+)	V (-)	(N)	(N)	(ton/mm)
0,1	25%	3,5	0,5	-0,46	2,62	-2,41	0,72
	50%	7	0,8	-0,8	4,2	-4,2	0,60
	75%	10,5	1,1	-1,14	5,77	-5,98	0,56
	100%	14	1,69	-1,72	8,87	-9,03	0,64

Tabla 6.7. Registro de desplazamiento - Prototipo: shore 60. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

Frecuencia (Hz)	Desplazamiento D		Lector digital		Fmáx (+)	Fmáx (-)	K eff
	(%)	(mm)	V (+)	V (-)	(N)	(N)	(ton/mm)
0,1	25%	3,5	0,5	-0,56	2,62	-2,94	0,79
	50%	7	0,69	-0,78	3,62	-4,09	0,55
	75%	10,5	0,63	-0,69	3,31	-3,62	0,33
	100%	14	1,26	-1,31	6,61	-6,88	0,48

Tabla 6.8. Registro de desplazamiento - Prototipo: shore 70. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

6.3.4 Ensayo a compresión (INEN 887 y ASTM D395)

El ensayo es realizado bajo las instrucciones de la norma ASTM D395 e INEN 887. Se aplica una carga axial que genera una deformación del 25% de la longitud inicial. La muestra de caucho (medidas expuestas en la Figura 6.13) se desplaza libremente en la dirección radial y debido a los esfuerzos cortantes, adquiere una forma tipo barril.

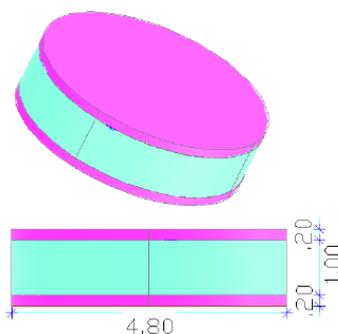


Figura 6.13. Dimensiones del prototipo del ensayo a compresión. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

Los resultados obtenidos experimentalmente se muestran a continuación.

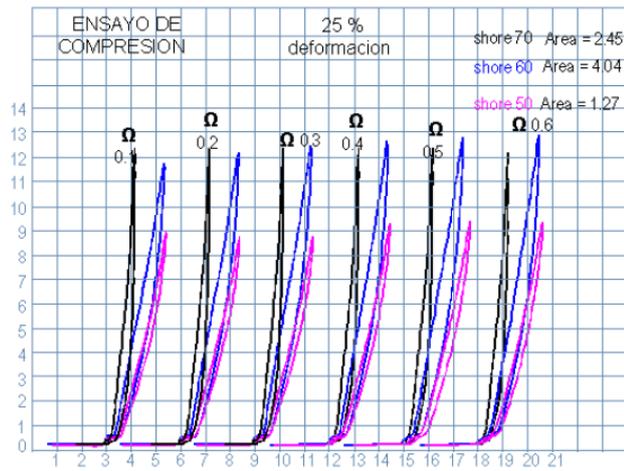


Figura 6.14. Curvas de histéresis del ensayo a compresión. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).



Figura 6.15. Módulo a compresión para deformación del 25%. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

6.3.5 Ensayo de módulo de corte

Según (Correa Manosalvas, 2011) para realizar este ensayo se colocaron pesas de manera progresiva (de 5 en 5 kilogramos) en un porta-pesas. Cada aumento de carga se tomaba la lectura de deformación.

La deformación unitaria por cortante es directamente proporcional al esfuerzo cortante aplicado, mientras mayor sea el esfuerzo a corte, mayor será la deformación unitaria.



Figura 6.16. Equipo utilizado para ensayo de corte. Imagen tomada de (Correa Manosalvas, 2011).

La curva del diagrama esfuerzo cortante vs deformación unitaria es lineal, por tanto, el módulo de corte depende de las deformaciones que sufre el dispositivo ensayado.



Figura 6.17. Funcionamiento de ensayo a corte.

$$\gamma = \frac{\Delta}{t} \quad (6.3.2)$$

$$G = \frac{\tau}{\gamma} = \frac{\frac{F}{A}}{\frac{\Delta}{t}}$$

$$G = \frac{Ft}{A\Delta} \quad (6.3.3)$$

Dimensiones de la probeta		
Largo (mm)	Ancho (mm)	Espesor (mm)
150	62,1	26,48

P (kgf)	SHORE 70		SHORE 60		SHORE 50		Área (mm ²)	τ (Mpa)	SHORE 70 G (Mpa)	SHORE 60 G (Mpa)	SHORE 50 G (Mpa)
	Δ (plg)	Υ (rad)	Δ (plg)	Υ (rad)	Δ (plg)	Υ (rad)					
0	0	0,00000	0	0,00000	0	0,00000	9315	0,000	0,000	0,000	0,000
5,205	0,0025	0,00240	0,0027	0,00259	0,0028	0,00269	9315	0,005	2,286	2,117	2,041
10,205	0,005	0,00480	0,0059	0,00566	0,006	0,00576	9315	0,011	2,241	1,899	1,867
15,205	0,0083	0,00796	0,0092	0,00882	0,0092	0,00882	9315	0,016	2,011	1,815	1,815
20,205	0,0119	0,01141	0,013	0,01247	0,0128	0,01228	9315	0,021	1,864	1,706	1,733
25,205	0,015	0,01439	0,0165	0,01583	0,0163	0,01564	9315	0,027	1,845	1,677	1,698
PROMEDIO									2,049	1,843	1,831

Tabla 6.9. Resultados de Módulo Cortante para shore 50, 60 y 70. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).



Figura 6.18. Módulo Cortante para shore 50, 60 y 70. Resultados tomados de (Correa Manosalvas, 2011).

6.4 Configuración del aislador elastomérico

Los aisladores elastoméricos convencionales están configurados como un conjunto de láminas de caucho y placas delgadas de acero intercaladas. Las láminas de caucho dan flexibilidad permitiendo deformarse horizontalmente al aislador, mientras que las láminas de acero le proporcionan una alta rigidez vertical debido a que inhibe la expansión lateral del caucho a causa de la presión vertical generada por la estructura (peso que soporta el aislador) a tal punto que el elemento es prácticamente incompresible. (Arriagada Rosas, 2005)

En el presente trabajo, el dispositivo de neopreno sólo está conformado por una capa de neopreno sin la incorporación de elementos de láminas de acero (a diferencia de los aisladores elastoméricos convencionales), se ha

definido así puesto que el peso de la maquinaria no es lo suficientemente grande como el de un edificio, y su implementación resultaría costosa.

En la parte superior e inferior, se colocan dos placas de acero las cuales irán conectadas a la base de la máquina (placa superior) y a la cimentación (placa inferior) por medio de pernos de anclaje.

Este tipo de dispositivos presentan las ventajas de combinar flexibilidad y disipación de energía en un solo elemento, y su fabricación es relativamente sencilla.

Entre las desventajas, se tiene que la rigidez horizontal tiende a disminuir al incrementar la carga axial.

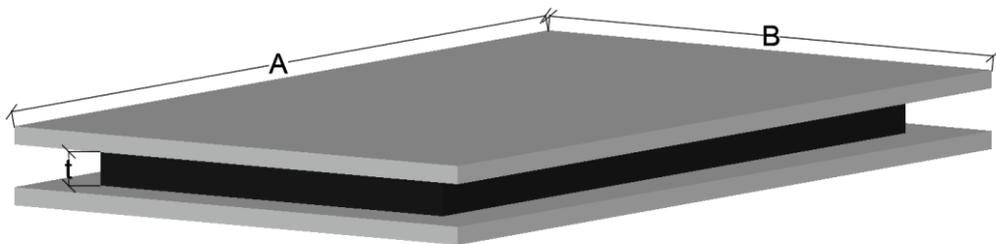


Figura 6.19. Aislador de neopreno propuesto.

6.5 Diseño del sistema de aislamiento

En este apartado se pretende proporcionar la información necesaria para el diseño de aisladores elastoméricos.

6.5.1 Carga óptima

Para garantizar un desempeño eficiente del aislador, se debe conocer la carga a la cual va a estar sujeto puesto que la frecuencia natural es alterada por la masa, así como también, por la rigidez del sistema. Si la masa es pequeña en comparación con la rigidez del aislador, la frecuencia natural aumenta, lo que conlleva un bajo rendimiento del aislador.

Debido a las propiedades elasto-plásticas que posee el material, su rigidez varía según el grado de deformación que tenga y por consiguiente

también se modifica la frecuencia natural del sistema. Para un aislamiento eficiente es adecuado que el intervalo de compresión estática esté entre 5 y 15% según (Martinez Dibene, 2003).

6.5.2 Factor de forma

Los elastómeros se deforman al estar sometidos bajo la acción de una carga debido a que actúan como sólidos incompresibles, este efecto modifica la rigidez del aislador y es definido por el factor de forma.

El factor de forma está determinado como la relación del área de superficie donde se aplica la carga, dividida por el área libre total a abultarse y es directamente proporcional a la rigidez. (Saiful Islam, Jameel, Uddin, & Ishtiaq Ahmad, 2011)

Para cojinetes cuadrados:

$$S = \frac{B}{4t}; t = \text{espesor del cojinete} \quad (6.5.1)$$

Para cojinetes circulares:

$$S = \frac{A}{\pi Dt}; D = \text{diámetro del cojinete} \quad (6.5.2)$$

6.5.3 Módulo dinámico del elastómero

El módulo de elasticidad del aislador es modificado cuando hay cambios de esfuerzos, ya que esto conlleva a que se caliente y fatigue. Este fenómeno hace necesario conocer el módulo dinámico y con ello estimar la rigidez que tendrá el aislador. (Frankovich, s.f.)

Tomando en consideración la geometría del aislador, se pueden utilizar las siguientes fórmulas para corregir el módulo dinámico.

Para forma de disco:

$$E_{\text{corregido}} = E(1 + 2S^2) \quad (6.5.3)$$

Para forma de bloque:

$$E_{\text{corregido}} = 4/3E(1 + S^2) \quad (6.5.4)$$

6.5.4 Rigidez vertical

Se debe de modificar la rigidez del aislador ya que se utilizará un módulo dinámico, de forma tal que la rigidez considerada sea equivalente, según como trabajen los dispositivos (serie o paralelo).

1. Se calcula la rigidez vertical empleando la siguiente ecuación. (Saiful Islam, Jameel, Uddin, & Ishtiaq Ahmad, 2011)

$$K_{vi} = \frac{E_c A_r}{t} \quad (6.5.5)$$

2. Se pueden realizar combinaciones de diferentes configuraciones geométricas. Para hallar la rigidez, se aplican las siguientes ecuaciones según las partes trabajen en serie o paralelo.

En serie:

$$\frac{1}{K_{\text{todo}}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_n} \quad (6.5.6)$$

En paralelo:

$$K_{\text{todo}} = K_1 + K_2 + K_3 + K_n \quad (6.5.7)$$

En la ecuación para la rigidez vertical, el área reducida de caucho A_r se calcula en función de las áreas superpuestas entre la parte superior e

inferior del cojinete en un desplazamiento, Δ . (Saiful Islam, Jameel, Uddin, & Ishtiaq Ahmad, 2011)

Para cojinetes cuadrados:

$$A_r = A \left(1 - \frac{\Delta}{B}\right) \quad (6.5.8)$$

Para cojinetes circulares:

$$A_r = 0,5 \left(B^2 \sin^{-1} \frac{\xi}{B} - \Delta \xi \right) \quad (6.5.9)$$

6.5.5 Rigidez horizontal (Post-fluencia)

Los aisladores elastoméricos describen una resistencia y rigidez post-fluencia más elevada durante el primer ciclo que no es afectada por el ablandamiento. En los ciclos posteriores, las propiedades se estabilizan adquiriendo un valor menor, puesto que se ven afectadas por el ablandamiento producto de la deformación.

De acuerdo con (Saiful Islam, Jameel, Uddin, & Ishtiaq Ahmad, 2011) la rigidez del dispositivo de aislación depende de la geometría y módulo de corte del compuesto elastomérico, siendo el nivel de rigidez lateral post-fluencia (K_r) igual a:

$$K_r = \frac{G_y A_r}{t} \quad (6.5.10)$$

Donde,

G_y : módulo de corte

A_r : área de sección transversal que trabaja a corte

6.5.6 Frecuencia natural del aislador

Con el propósito de evitar resonancia, se aleja a las frecuencias naturales de cada componente del sistema. Se recomienda que la frecuencia

natural del sistema de apoyo de la maquinaria sea mayor a tres veces la frecuencia del aislador.

6.6 Método bilineal para aisladores elastoméricos

El sistema de aislación bilineal presenta la curva de histéresis que representa el cambio que se produce entre la curva de carga y descarga al aplicarse cargas cíclicas. Además, permite conocer el coeficiente de amortiguamiento (ξ) ya que resulta ser proporcional al área encerrada por el ciclo de histéresis y la rigidez efectiva (K_{eff}). Estas variables dependen de la resistencia característica (Q) y la rigidez post-fluencia ($K_2 = K_r$). (Ramos Choquehuanca, 2018)

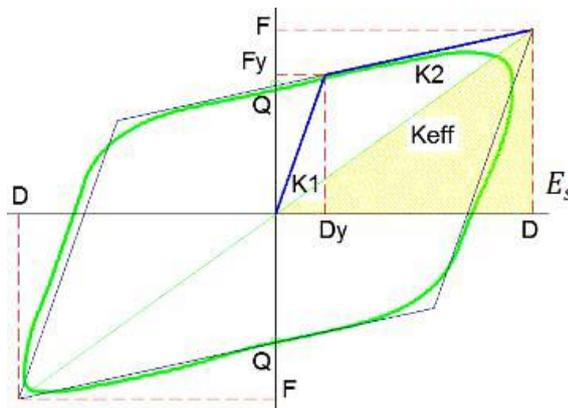


Figura 6.20. Comportamiento histérico bilineal del aislador. (Ramos Choquehuanca, 2018)

El método bilineal tiene como parámetros principales a la rigidez inicial K_1 (etapa elástica), la rigidez post-fluencia K_2 y la fuerza Q que ocurre cuando la deformación es igual a cero. Los valores de la fuerza F_y y el desplazamiento D_y de fluencia corresponden al cambio de pendiente y dan origen a la rigidez post-fluencia K_2 . (Ramos Choquehuanca, 2018)

La fuerza Q cuyo desplazamiento es nulo, se puede calcular como:

$$Q = F_y - K_2 D_y \quad (6.6.1)$$

Siendo,

$$F_y = K_1 D_y \quad (6.6.2)$$

Al reemplazar ambas ecuaciones se obtiene D_y .

$$D_y = \frac{Q}{K_1 - K_2} \quad (6.6.3)$$

Para un modelo elástico equivalente, la rigidez efectiva K_{eff} es la razón entre el $V_{máx}$ y $D_{máx}$, los cuales son representados en la Figura 6.20 como F y D .

$$K_{eff} = \frac{V_{máx}}{D_{máx}} = \frac{F}{D} \quad (6.6.4)$$

Como,

$$V_{máx} = K_2 D + Q \quad (6.6.5)$$

Reemplazando en la ecuación (6.6.5) en (6.6.4) se obtiene que:

$$K_{eff} = K_2 + \frac{Q}{D} \quad (6.6.6)$$

Según (Yang, Konstantinidis, & James, 2010), la rigidez elástica (o descarga) es generalmente tomada como:

$$K_1 = 10K_2 \quad (6.6.7)$$

El periodo efectivo está determinado por:

$$T_e = 2\pi \sqrt{\frac{W}{g\Sigma K_{eff}}} \quad (6.6.8)$$

La energía disipada W_D es igual al área encerrada por un ciclo del diagrama bilineal (A_H). Por lo tanto:

$$W_D = A_H = 4Q(D - D_y) \quad (6.6.9)$$

El coeficiente de amortiguamiento crítico efectivo se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\xi_{eff} = \frac{A_H}{2\pi K_{eff} D^2} = \frac{4Q(D - D_y)}{2\pi K_{eff} D^2} \quad (6.6.10)$$

CAPÍTULO 7

MODELAJE MATEMÁTICO

7.1 Introducción

En este capítulo se describen los modelos matemáticos más utilizados en el análisis teórico de sistemas estructurales sometidos a la acción de cargas dinámicas como las vibraciones.

Para modelar un sistema físico se busca la manera de idealizar el sistema considerando las variables básicas, de tal forma que las respuestas obtenidas en el análisis sea lo más cercanas a la realidad.

7.2 Sistemas continuos y discretos

Un sistema continuo o de parámetros distribuidos es aquel cuya masa y elementos elásticos están repartidos en el espacio físico. Para determinar su configuración deformada requiere un número infinito de grados de libertad puesto que hay que especificar la posición de cada punto, lo que exige conocer infinitos parámetros independientes.

Un sistema discreto o de parámetros concentrados es aquel cuya masa y elementos elásticos están separados y concentrados. Su posición deformada se puede determinar mediante un número finito de grados de libertad que vienen determinados por cada una de las masas constituyentes. En sistemas conformados por barras esbeltas con nudos articulados o rígidos, se toman como grados de libertad a los desplazamientos y giros (en el caso de nudos rígidos) de los nudos.

7.3 Modelo matemático

Desarrollar un modelo que represente de manera aproximada el comportamiento del sistema bajo las condiciones reales de trabajo, es un punto importante dentro del análisis dinámico y del control de vibraciones.

Si bien es cierto, también se pueden llevar a cabo ensayos de prototipos representativos de la estructura, pero el desarrollo de un modelo matemático es más económico y viable ante cualquier cambio del diseño.

Un modelo matemático es una solución aproximada, la cual se obtiene al discretizar el sistema real en un número finito de grados de libertad y, por lo tanto, se lo puede resolver con la ayuda de un computador. En otras palabras, se representa un sistema continuo por medio de un sistema discreto.

En la realidad, todos los sistemas físicos son de parámetros distribuidos, debido a que todo elemento posee masa o no se deforma sin la aplicación de alguna fuerza. Frecuentemente, es posible desarrollar modelos matemáticos con una aproximación razonable y que sean más fáciles de analizar, concentrando en determinados puntos o elementos a las distintas características del sistema.

De acuerdo con la aproximación a la que se quiera alcanzar y del número de grados de libertad, se pueden clasificar a los modelos matemáticos en:

- Modelo de sistema discreto de parámetros concentrados
- Modelo de sistema discreto de parámetros distribuidos

7.3.1 Modelo de sistema discreto de parámetros concentrados

Para el análisis de un sistema real se debe de establecer un modelo matemático del sistema en el que se reúnan las propiedades físicas del modelo real. Las propiedades de un sistema mecánico están determinadas por: la rigidez (k), la masa (m) y el amortiguamiento (c); que relacionan a las fuerzas elásticas, fuerzas inerciales y fuerzas de disipación de energía, respectivamente.

Los **sistemas de un grado de libertad** presentan la ventaja de la sencillez al facilitar el análisis dado que puntualiza los parámetros (constantes y variables) del sistema en estudio. La generalidad es también otra ventaja que presenta, ya que los resultados obtenidos son aproximados al comportamiento real del sistema, otorgando un adecuado análisis preliminar. Para una explicación más detallada ver capítulo 2.

El número de grados de libertad va a depender del número de incógnitas características del estudio, de la configuración geométrica del sistema y de la aproximación adoptada.

7.3.2 Modelo de sistema discreto de parámetros distribuidos

En este tipo de modelo, cada uno de los elementos tiene masa, se deforma y disipa energía. Permite analizar de manera más aproximada al sistema físico real que el modelo de parámetros concentrados.

El **Método de Elementos Finitos** es una herramienta para el análisis de éstos, puesto que es un método de discretización que permite idealizar sistemas continuos a modelos discretos de parámetros distribuidos.

Está basado en la idea general de la división de un sistema continuo en un conjunto de elementos interconectados por una serie de nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del sistema continuo también regirán en el del elemento. Este método logra pasar de un sistema continuo con infinitos grados de libertad, gobernado por una ecuación diferencial o por un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema discreto con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento está regido por un sistema de ecuaciones que pueden ser lineales o no.

Este habilita matemáticamente la simulación física de estructuras y sus condiciones de carga. Sin embargo, la aproximación del análisis depende de la información dispuesta por el analista ya que debe de definir la geometría de la estructura y los tipos de elementos que más se asemejen a la realidad. Así

mismo, los materiales de la estructura, las condiciones de frontera y las cargas deben de asegurar que el modelo sea representativo.

En cualquier sistema se puede distinguir:

Dominio: espacio geométrico de análisis del sistema. El método de elementos finitos considera al dominio discretizado en subdominios conocidos como elementos. El dominio se divide mediante puntos para un caso lineal, mediante líneas para un caso bidimensional o superficies imaginarias para un caso tridimensional. El total del dominio será entonces el conjunto de elementos en los que se subdivide.

Los elementos estructurales que generalmente se utilizan son:

- Elementos tipo barra
- Elementos tipo cascarón o placa
- Elementos asimétricos y sólidos

Condiciones de frontera: variables conocidas que condicionan el cambio del sistema como cargas, desplazamiento, temperaturas, entre otras. Se las introduce en el modelo con el afán de prevenir del movimiento libre del elemento a través del espacio, todos los grados de libertad deben restringirse. Los tipos básicos de soporte son: simple, empotrado, rodillo y resorte.

Incógnitas: variables del sistema que se desean conocer. Sobre los nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema.

En caso de elementos estructurales, los grados de libertad de cada nodo son las incógnitas que se desean conocer, ya que a partir de estos resultados se podrán calcular el resto de las incógnitas como tensiones, deformaciones, etc. Los grados de libertad, definen la posición y la configuración deformada del sistema.

Se toma como ejemplo una viga en voladizo con una carga puntual en uno de los extremos y una distribución de temperaturas.

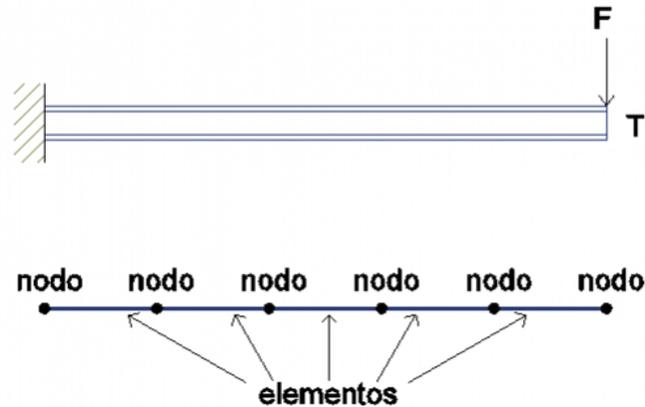


Figura 7.1. Modelo y discretización de un sistema continuo.

Los grados de libertad de cada nodo serán:

- Desplazamiento en dirección x
- Desplazamiento en dirección y
- Giro alrededor de z
- Temperatura

Planteando la ecuación diferencial que representa el comportamiento del sistema continuo para el elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento interno del mismo con los valores que toman los grados de libertad en los nodos.

El problema se formula en forma matricial que definen el comportamiento del elemento. En el caso de estructuras, las matrices corresponderán a las matrices de rigidez, amortiguamiento y masa; se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas (lineales o no) que proporcionan los valores de los GDL en cada nodo.

El uso de matrices no representa un problema por la facilidad de manipulación de éstas mediante un computador.

CAPÍTULO 8

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN DE VIBRACIONES

8.1 Introducción

Existen distintos criterios de aceptación de vibraciones dispuestos por diferentes normas para valorar el grado de afectación a las estructuras, personas o actividades.

En el presente capítulo se indicarán algunas normas y guías sobre la severidad de las vibraciones aplicadas para diferentes criterios: funcionamiento de maquinaria, psicológicos y estructurales.

8.2 Criterio de funcionamiento de maquinaria

A partir de (Pintor Borobia), se establece que:

Para la clasificación de la severidad de la vibración de una máquina, se debe de considerar como variable al desplazamiento, velocidad o aceleración de la vibración dependiendo de la norma y rango de frecuencias del análisis. Por ejemplo:

- En el análisis de vibraciones de una máquina que opera dentro del rango de 10 a 1000 Hz se toma en consideración la velocidad de vibración, al ser un parámetro prácticamente independiente dentro de este rango de frecuencias lo que facilita la medición de la severidad de las vibraciones.
- Para el análisis de un movimiento armónico simple, se lleva a cabo el estudio midiendo los valores pico a pico o la Raíz Media Cuadrada (RMS, por sus siglas en inglés) del desplazamiento de la vibración.
- En máquinas rotatorias cuya velocidad de giro está dentro del rango de 600 a 12000 rpm, el valor RMS de las amplitudes de la velocidad de vibración suele indicar de manera muy aproximada al nivel de severidad de la vibración. Cabe indicar que 600 y 12000 rpm,

corresponde a 10 Hz y 200 Hz respectivamente. Bajo estos resultados, la norma ISO (International Standard Organization) define como “severidad de la vibración” al mayor valor RMS de la amplitud de la velocidad de vibración obtenido en el rango de frecuencias entre 10 a 1000 Hz, medidos en puntos determinados de la estructura; generalmente estos puntos suelen ser en la tapa de los cojinetes o en los soportes, donde se realizan medidas triaxiales.

Por lo tanto, las normas de severidad de vibraciones en maquinarias se basan en dos parámetros: la amplitud y la frecuencia. A continuación, se redactarán algunas guías y normas, y su aplicación.

8.2.1 Carta de Rathbone

Es la primera guía de amplia aceptación dentro del ámbito industrial para la determinación de severidad de la vibración. Fue desarrollada en los años treinta y posteriormente perfeccionada.

Está compuesta por dos escalas logarítmicas, una frecuencial en hercios (Hz) o revoluciones por minuto (RPM) y otra de amplitudes en desplazamiento (pico-pico). Las limitaciones de esta carta son las siguientes:

- No toma en consideración el tipo de máquina, la potencia ni la rigidez de los anclajes.
- Es aplicable solamente a equipos rotativos.
- Fue creada para máquinas de bajas revoluciones por minuto.

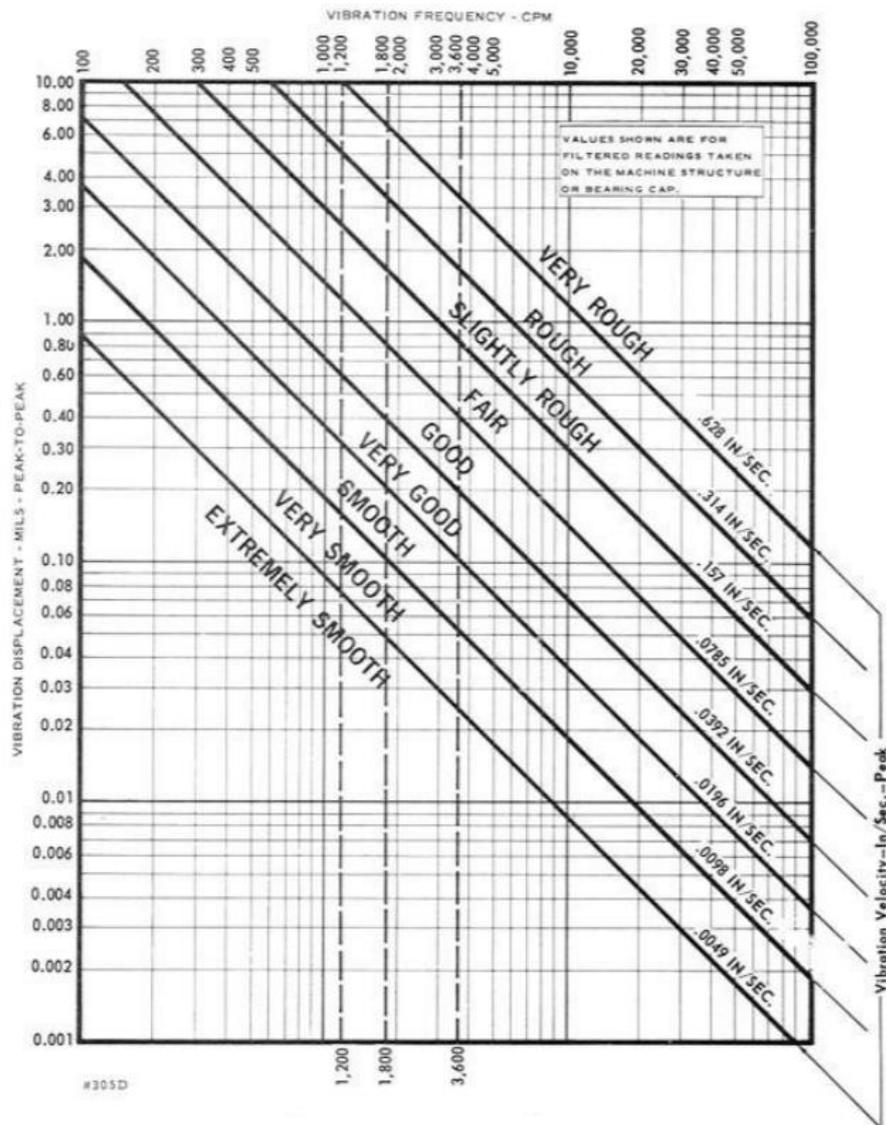


Figura 8.1. Carta de Rathbone. Tomado de (García Reynoso, Lorandi Medina, Hernández Silva, Hermida Saba, & Ladrón de Guevara Durán, 2007).

En la carta de Rathbone se observa que, para una misma amplitud de vibración en desplazamiento, el nivel de severidad aumenta a medida que la frecuencia crece. Lo que quiere decir, que a menor frecuencia es menos peligrosa la vibración; de ahí yace el hecho que las averías en engranajes y rodamientos, generalmente se producen a altas frecuencias. Por tal motivo, las amplitudes para baja frecuencia se miden en desplazamientos y para alta frecuencia, se miden en velocidades o aceleraciones. A continuación, se muestra la gráfica de severidad de la velocidad y aceleración de vibraciones para diferentes frecuencias.

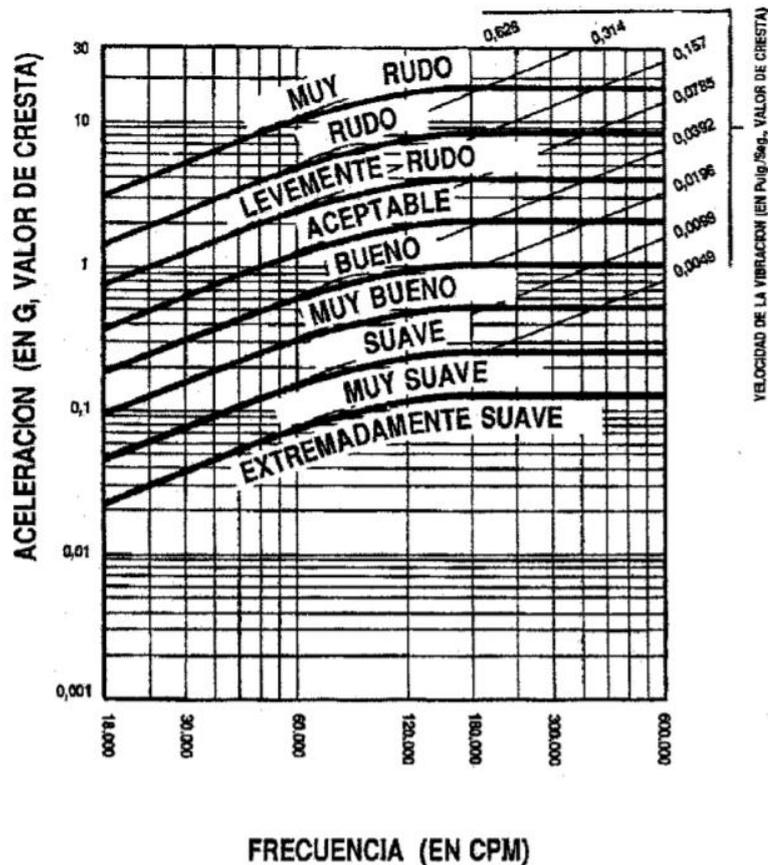


Figura 8.2. Gráfica de la severidad de la velocidad y aceleración de las vibraciones para diferentes frecuencias. Tomado de (Torres, Royo, & Rabanaque, 2000).

8.2.2 Norma ISO

Según (Pintor Borobia) la norma internacional ISO (International Standard Organization) tiene una amplia gama de normas sobre la severidad de las vibraciones en maquinarias, entre las cuales están:

ISO 2372-1974: Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s - Bases para especificar estándares de evaluación.

Esta norma se basa en un estudio global, sin bandas de frecuencia. Los datos que se requieren son el nivel global de vibración en velocidad (valor eficaz RMS) dentro de un rango de frecuencia entre 10 Hz a 1 KHz.

Para establecer la severidad de vibración admisible, se distinguen 5 clases de máquinas rotativas:

- **CLASE I:** Máquinas de tamaño pequeño, como motores eléctricos hasta 15 Kw.
- **CLASE II:** Máquinas de tamaño medio, como motores eléctricos de 15 a 75 Kw. Para motores con cimentación especial, se consideran hasta 300 Kw.
- **CLASE III:** Máquinas con motores principales grandes, con cimentación rígida y pesada.
- **CLASE IV:** Máquinas con motores principales grandes, con cimentación blanda y ligera. Equipos con RPM mayores a la velocidad crítica.

Una vez obtenido el valor RMS y establecida la clasificación de la máquina, se puede utilizar la Tabla 8.1 de la norma ISO 2372, la cual determina el grado de severidad de la vibración admisible para cada una de las clases.

RMS Velocity Vibration		Vibration severity* for separate classes of machines			
mm/sec	in/sec	Class I	Class II	Class III	Class IV
0,28	0,01	A	A	A	A
0,46	0,02				
0,71	0,03	B	B	B	
1,12	0,04				
1,8	0,07	C	C	C	
2,8	0,11				
4,5	0,18	D	D	D	B
7,1	0,28				
11,2	0,44			C	
18	0,71			D	
28	1,1				D
45	1,77				D

*The letters A, B, C, and D represent machine vibration quality grades, ranging from good (A) to unacceptable (D).

Tabla 8.1. Clasificación de maquinaria según ISO 2372. Tomado de (Pintor Borobia).

Esta tabla divide en cuatro categorías a la severidad de vibración, siendo: Buena (A), Satisfactoria (B), Insatisfactoria (C) o Inaceptable (D). Finalmente, se obtendrá una clasificación que tomará en cuenta:

- El tipo y tamaño de la maquinaria
- El servicio que proporciona
- El sistema de soporte de la máquina
- El efecto de vibración sobre el entorno

ISO 3945: Medida y evaluación de la severidad de vibración en grandes máquinas rotativas, in situ; velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s.

Esta norma permite clasificar la severidad de vibración en grandes máquinas rotatorias in situ para velocidades de operación entre 600 a 1200 rpm, al igual que la norma anterior. Se aplica principalmente a las clases III y IV, definidas en la norma ISO 2372-1974.

RMS Velocity Vibration Severity		Support Classification	
mm/sec	in/sec	Rigid Supports	Flexible Supports
0,46	0,018	Good	Good
0,71	0,028		
1,12	0,044		
1,8	0,071		
2,8	0,11	Satisfactory	Satisfactory
4,6	0,18		
7,1	0,28	Unsatisfactory	Unsatisfactory
11,2	0,44		
18	0,71	Unacceptable	Unacceptable
28	1,1		
46	1,8		
71	2,8		

Tabla 8.2. Clasificación de severidad de vibración según ISO 3945. Tomado de (Pintor Borobia).

En la Tabla 8.2 se presenta la clasificación de la severidad de vibración, en este caso va a depender de las características del sistema de soporte de la máquina, siendo:

- **Rígido:** si la frecuencia natural del sistema máquina-soporte es mayor a la frecuencia de excitación.
- **Flexible:** si la frecuencia natural del sistema máquina-soporte es menor a la frecuencia de excitación.

8.3 Criterio psicológico

La sensibilidad humana ante las vibraciones es muy sutil, dado que el cuerpo humano puede percibir desplazamientos de amplitudes de sólo 0.001mm y las yemas de los dedos pueden percibir amplitudes hasta 20 veces inferiores.

En la percepción de las vibraciones en las personas, influyen factores como la posición (de pie, sentada o tumbada), la dirección de incidencia de la vibración con respecto a la columna vertebral, edad, sexo, etc.

A pesar de estos factores, la intensidad de la percepción va a depender de parámetros físicos como la amplitud del desplazamiento, velocidad, aceleración, duración y frecuencia de las vibraciones.

En la Tabla 8.3 se muestran los diferentes estados de percepción de las vibraciones en las personas en función de la frecuencia, velocidad y aceleración según (Bachmann & Ammann, 1987) e (British Standards Institution, 1992)

vibration effects on people	frequencies 1 ÷ 10 Hz a_{max} [mm/s ²]	frequencies 10 ÷ 100 Hz v_{max} [mm/s]
imperceptible	10	0.16
just perceptible	40	0.64
clearly perceptible	125	2.0
annoying	400	6.4
unpleasant, painful if lasting	1000	16.0
harmful	> 1000	> 16.0

Tabla 8.3. Niveles de percepción en las personas según la frecuencia, aceleración y velocidad de la vibración. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

Se observa que se distinguen dos casos de frecuencias: entre 1-10 Hz y entre 10-100 Hz; para el primer caso se considera como factor determinante el valor máximo de aceleración y, para el segundo caso se toma como parámetro definitivo a la velocidad. Este último caso ya había sido establecido para el apartado del criterio de funcionamiento de la maquinaria.

En la Figura 8.3 los parámetros que influyen para valorar la sensación de molestia que causan las vibraciones son la frecuencia y desplazamiento. Así mismo, la Figura 8.4 presenta un gráfico en función de la frecuencia con la aceleración pico.

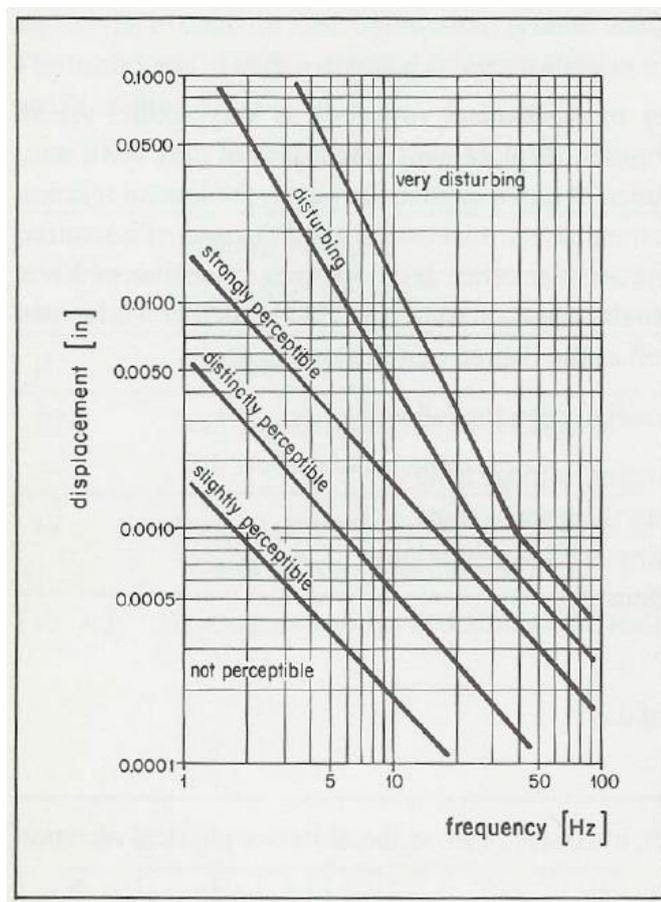


Figura 8.3. Gráfico de la percepción de la vibración en función de la frecuencia y desplazamiento según el Ministerio Soviético de Ingeniería metalúrgica y química, 1955. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

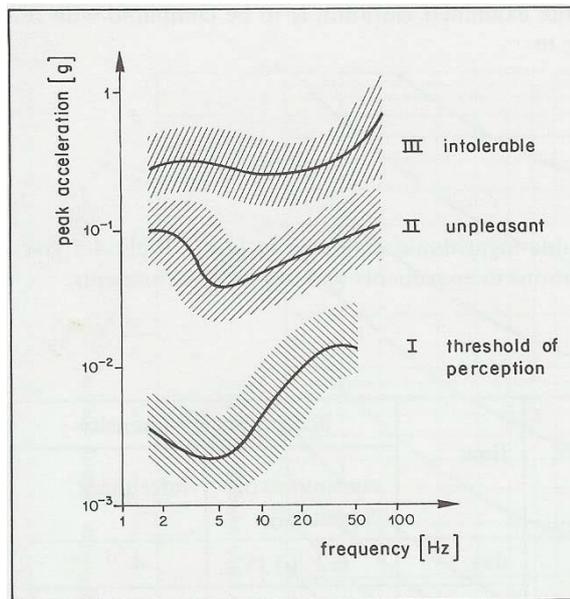


Figura 8.4. Gráfico de la percepción de la vibración en función de la frecuencia y la aceleración pico según el Ministerio Soviético de Ingeniería metalúrgica y química, 1955. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

8.4 Criterio estructural

Las vibraciones producidas por maquinarias pueden causar deformaciones, que pueden llegar a ser tan grandes como para afectar a los edificios o a los elementos estructurales o no estructurales que los constituyen. Algunos de estos efectos son: rotura, agrietamiento o fisuración de paredes y caídas de equipos o maquinaria.

De acuerdo con (Alegret Terrés, 2004), para vibraciones continuas se pueden producir otros efectos como fatiga, incremento de tensiones o sobreesfuerzos en los elementos de la estructura. Para determinar el grado de aceptación de las vibraciones, se deberá tomar en cuenta la calidad y características de los materiales (especialmente la ductilidad), tipo de estructura, tipo de cimentación, dimensiones de los elementos estructurales, duración de las vibraciones, características de las oscilaciones, etc.

En la Figura 8.5 se muestran los daños estructurales esperables en función de distintos parámetros (frecuencia, velocidad pico, aceleración pico, desplazamiento pico ...) según (Bachmann & Ammann, 1987) y (British Standards Institution, 1992)

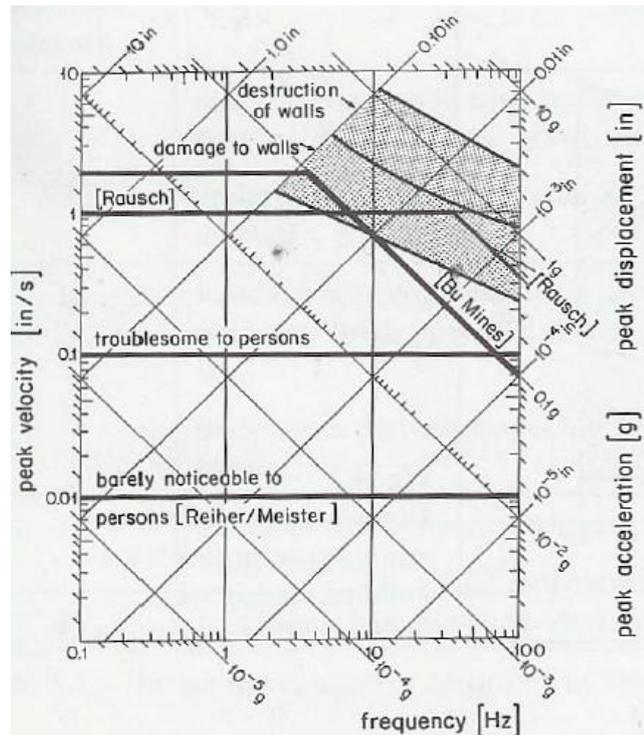


Figura 8.5. Efectos de las vibraciones en personas y estructuras según (Bachmann & Ammann, 1987) y (British Standards Institution, 1992).

Algunas normas sobre los criterios de aceptación de vibraciones según la afectación estructural que produzcan se exponen a continuación.

8.4.1 Normativa DIN 4150 – 3

Normativa Alemana, donde en su tercera parte expone sobre los efectos que producen las vibraciones (internas o externas) en edificios y sus elementos estructurales. Tomando en consideración los tiempos de actuación de las vibraciones aparecen tres criterios de aceptación:

- Vibraciones estructurales transitorias (corta duración)
- Vibraciones estructurales permanentes
- Vibraciones permanentes particulares de los forjados

El objetivo de esta normativa es limitar a las vibraciones para que no supongan perder su uso habitual del edificio.

En la Tabla 8.4 se muestran los valores de las velocidades máximas de las vibraciones para la cimentación y para el plano horizontal del piso más alto en todas las frecuencias, en varios tipos de estructuras para **vibraciones de corta duración**.

Line	Type of structure	Guideline values for velocity, v , in mm/s			
		Vibration at the foundation at a frequency of			Vibration at horizontal plane of highest floor at all frequencies
		1 Hz to 10 Hz	10 Hz to 50 Hz	50 Hz to 100 Hz*)	
1	Buildings used for commercial purposes, industrial buildings, and buildings of similar design	20	20 to 40	40 to 50	40
2	Dwellings and buildings of similar design and/or occupancy	5	5 to 15	15 to 20	15
3	Structures that, because of their particular sensitivity to vibration, cannot be classified under lines 1 and 2 and are of great intrinsic value (e.g. listed buildings under preservation order)	3	3 to 8	8 to 10	8

*) At frequencies above 100 Hz, the values given in this column may be used as minimum values.

Tabla 8.4. Evaluación de los efectos de vibraciones en estructuras - Velocidades máximas para vibraciones de corta duración. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

Si se cumplen con estos valores, los efectos dinámicos de la vibración no deberían causar daños importantes y la aparición de patologías tendría otras causas.

La Figura 8.6 muestra una gráfica de las velocidades máximas de las cimentaciones a diferentes frecuencias para los diferentes tipos de estructuras, los cuales están incluidos y limitados por medio de líneas. Para las estructuras incluidas dentro de la Línea 2 y Línea 3 su uso puede verse afectado por la aparición de fisuras o grietas en las paredes. Este tipo de daño puede considerarse como menor, pero en ocasiones puede suponer una pérdida del servicio del edificio. Para el caso de elementos forjados, la norma alemana establece como límite una velocidad vertical $v_z = 20\text{mm/s}$. Para estructuras dentro de la Línea 3 se prevén valores inferiores.

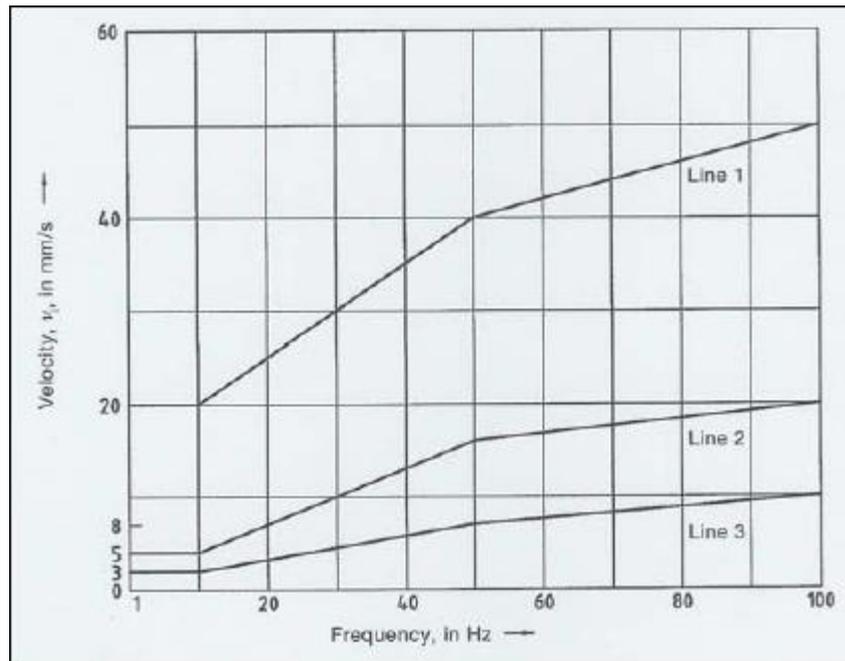


Figura 8.6. Evaluación de los efectos de vibraciones en estructuras - Velocidades máximas de la cimentación para vibraciones de corta duración. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

En la Tabla 8.5 se dan los valores de las velocidades máximas para el plano horizontal del piso más alto en todas las frecuencias, en varios tipos de estructuras para **vibraciones de larga duración**.

Line	Type of structure	Guideline values for velocity, v_1 , in mm/s, of vibration in horizontal plane of highest floor, at all frequencies
1	Buildings used for commercial purposes, industrial buildings, and buildings of similar design	10
2	Dwellings and buildings of similar design and/or occupancy	5
3	Structures that, because of their particular sensitivity to vibration, cannot be classified under lines 1 and 2 and are of great intrinsic value (e.g. listed buildings under preservation order)	2,5

Tabla 8.5. Evaluación de los efectos de vibraciones en estructuras - Velocidades máximas para vibraciones de larga duración. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

Al cumplirse con estos límites se supone que los efectos dinámicos de las vibraciones no producirán daños importantes tales que provoquen la pérdida de servicio de la estructura.

Para limitar los efectos de las vibraciones de larga duración sobre los elementos forjados se valoran por medio de una formulación, pero como dato general se limita la velocidad vertical máxima a $v_z = 20\text{mm/s}$. Los edificios categorizados como Línea 3 deberán de ser estudiados de manera particular.

8.4.2 Normativa SN 640312

En la normativa SN 640312 de la Asociación Suiza de Ingenieros de Carreteras, se diferencian 4 tipos de estructuras, tal y como se muestra en la Tabla 8.6.

structural category	definition
I	reinforced-concrete and steel structures (without plaster) such as industrial buildings, bridges, masts, retaining walls, unburied pipelines; underground structures such as caverns, tunnels, galleries, lined and unlined
II	buildings with concrete floors and basement walls, above-grade walls of concrete, brick or ashlar masonry; ashlar retaining walls, buried pipelines; underground structures such as caverns, tunnels, galleries, with masonry lining
III	buildings with concrete basement floors and walls, above-grade masonry walls, timber joist floors
IV	buildings which are particularly vulnerable or worth protecting

Tabla 8.6. Categorías estructurales - Norma: SN 640312. Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

Se consideran dos casos diferentes dependiendo de la fuente de origen de las vibraciones, siendo el grupo M se refiere a vibraciones producidas por maquinaria, tráfico y equipos de trabajo, mientras que S se refiere a las vibraciones producto de explosiones cuyos límites son superiores al ser poco frecuentes. Los valores máximos permisibles para cada grupo se exponen en la Tabla 8.7.

structural category	source M		source S	
	f [Hz]	v _{max} [mm/s]	f [Hz]	v _{max} [mm/s]
I	10 ÷ 30	12	10 ÷ 60	30
	30 ÷ 60	12 ÷ 18*	60 ÷ 90	30 ÷ 40**
II	10 ÷ 30	8	10 ÷ 60	18
	30 ÷ 60	8 ÷ 12*	60 ÷ 90	18 ÷ 25**
III	10 ÷ 30	5	10 ÷ 60	12
	30 ÷ 60	5 ÷ 8*	60 ÷ 90	12 ÷ 18**
IV	10 ÷ 30	3	10 ÷ 60	8
	30 ÷ 60	3 ÷ 5*	60 ÷ 90	8 ÷ 12**

source M: machinery, traffic, construction works – (*) the lower value applies to 30 Hz, the upper to 60 Hz, with interpolation in between.
source S: blasting operations – (**) the lower value applies to 60 Hz, the upper to 90 Hz, with interpolation in between.

Tabla 8.7. Criterios de aceptación para diferentes categorías estructurales y fuente de origen (M o S). Tomado de (Alegret Terrés, 2004).

CAPÍTULO 9

MÉTODO PROPUESTO PARA EL ANÁLISIS DE LA CIMENTACIÓN

9.1 Introducción

Uno de los objetivos planteados en el presente trabajo de titulación es la de establecer un método de análisis claro, preciso y que sea aplicable al momento de solucionar problemas relacionados con vibraciones en cimentaciones de maquinarias rotatorias.

Todo lo estudiado en los capítulos anteriores se consolida en un método de análisis práctico cuyo principal fundamento es la facilidad de aplicación. En esta parte final se determinará la respuesta del sistema en estudio ante la aplicación de la fuerza armónica externa producida por el motor, y la respuesta del sistema al incorporar un mecanismo de aislación de vibraciones, específicamente, dispositivos de neopreno.

9.2 Datos de la maquinaria

Algunos de los datos más importantes que se requieren conocer sobre la maquinaria rotatoria, son los siguientes:

- **Plano de ensamble de la maquinaria:** ayuda a conocer el tamaño de la estructura de soporte, la misma que depende del tamaño de la maquinaria. El contorno para la base de la maquinaria generalmente tiene dimensiones mínimas específicas y es situada en áreas libres para adjuntar equipos a la maquinaria, en ciertos casos.
- **Funciones de la maquinaria:** determina si la maquinaria es de importancia extremadamente crítica en las operaciones industriales, en tal caso se recomienda un diseño más conservador. El diseñador

deberá establecer un criterio en las fuerzas de desbalanceo para evitar costos innecesarios.

- **Peso de la maquinaria y componentes del rotor:** información proporcionada por el fabricante. El peso y la velocidad en la maquinaria determina la magnitud de las fuerzas de desbalanceo. Además, da una indicación preliminar de la viabilidad del suelo de soporte.
- **Centros de gravedad de la maquinaria:** la localización de los centros de gravedad vertical y horizontal, sirven para calcular las fuerzas de desbalanceo puesto que dependen de la excentricidad generada por la diferencia entre los cg de la maquinaria y la parte rotatoria.
- **Niveles de velocidad de la maquinaria:** son requerimientos del análisis dinámico para revisar cualquier posible efecto de resonancia.
- **Magnitud y dirección de las fuerzas de desbalanceo:** las fuerzas de desbalanceo vertical y horizontal, y sus puntos de aplicación son importantes para el análisis. Generalmente, los fabricantes aseguran que las maquinarias están perfectamente balanceadas, pero con los años de uso y dado el desgaste de los elementos, existirá una cierta excentricidad.
- **Límites impuestos:** dependen de las exigencias establecidas por el contratista. En la mayoría de los casos, se impone como límite de servicio un valor de deflexión diferencial del área plana de la cimentación.
- **Requerimientos de la cimentación:** considera el destino de aplicación y de las condiciones de servicio.
- **Mecánica de suelos:** es necesario conocer las propiedades del suelo, tales como el nivel freático, el módulo de corte, el peso específico y la capacidad de carga del suelo.

9.3 Datos del sistema de soporte

Se debe determinar el tipo de estructura de soporte a analizar (definidos en el capítulo 5). Cabe recalcar que, hay que distinguir si el análisis a realizar es de una estructura nueva o una revisión de una estructura

existente. Entre los aspectos más importantes a conocer sobre el sistema de soporte a emplear, se tiene:

Planos estructurales: deberán de contener las dimensiones, materiales y demás características estructurales de los elementos que conforman al sistema. En caso de no contar con esta información, se recomienda realizar un levantamiento en campo. Un dato importante es conocer qué tipo de conexión existe entre la maquinaria y el cimiento, esta puede ser simplemente apoyada o anclada.

Arreglos mecánicos: alrededor de la maquinaria pueden permanecer personas, otros equipos, o estructuras sensibles a las vibraciones. También deberán de ser considerados al momento de realizar un análisis.

Para el caso de un sistema nuevo (Martinez Dibene, 2003) sugiere las siguientes recomendaciones, también aclara que no es necesario su cumplimiento al pie de la letra, pero su aplicación podría eliminar problemas de excentricidades grandes y se evitarían complicaciones en el diseño funcional y económico.

- El centro de gravedad de la maquinaria y de la estructura de soporte, no debe ubicarse por encima del nivel superior de la cimentación en elevación.
- El centro de gravedad de la maquinaria y el de la estructura de soporte, no debe tener excentricidades mayores al 5% de la dimensión menor en planta de la cimentación.
- Procurar mantener una forma geométrica regular y simétrica, en planta y elevación.
- El área comprendida en los bloques de cimentación debe ser de al menos 15 cm más (perimetralmente) de la base de la maquinaria.
- En los bloques de cimentación, hay que tener especial cuidado en la profundidad, de modo tal que descansa en un estrato con propiedades adecuadas. Para dimensionar preliminarmente la cimentación, se recomienda que el bloque tenga por lo menos 3 a 5 veces la masa de la maquinaria. El espesor vertical no deberá ser menor a 60 cm, ni a 1/5 de la menor dimensión en planta o de 1/10 de la mayor dimensión.

9.4 Caso práctico de estudio: Influencia de la aislación de bases en máquinas industriales rotatorias con dispositivos de neopreno

Para tener mayor comprensión sobre los beneficios del uso de aisladores, se presenta un caso práctico en el cual se emplean dispositivos de neopreno para eliminar la resonancia que existe en el sistema. Con ello se determinará la importancia del uso de sistemas de aislamiento por medio de un análisis del porcentaje de reducción de la respuesta dinámica de la velocidad, desplazamiento y aceleración durante la aplicación de una fuerza excitadora senoidal.

9.4.1 Descripción del caso de estudio

La operación de una maquinaria rotatoria de uso industrial ha generado altos niveles de vibraciones durante su operación, por lo cual se ha requerido del estudio de las causas y del diseño del mecanismo de aislamiento.

Este tipo de problemas requiere del análisis del sistema para conocer si la frecuencia natural y la frecuencia de vibración de la fuerza de excitación externa están sincronizadas y, por consiguiente, el sistema entra en resonancia. De ser así el caso, la incorporación de amortiguamiento por medio del uso de aisladores de neoprenos sería óptimo.

9.4.2 Dimensiones de la cimentación

La cimentación fue idealizada en un sistema conformado por dos muros de hormigón laterales de dimensiones de 810x1550 mm, sobre los cuales se apoya la maquinaria rotatoria. Estos muros se encuentran conectados a una base de hormigón de 3100x8810 mm, con una separación de 3140 mm entre ejes de muros. Esta configuración pertenece a una cimentación tipo muro.

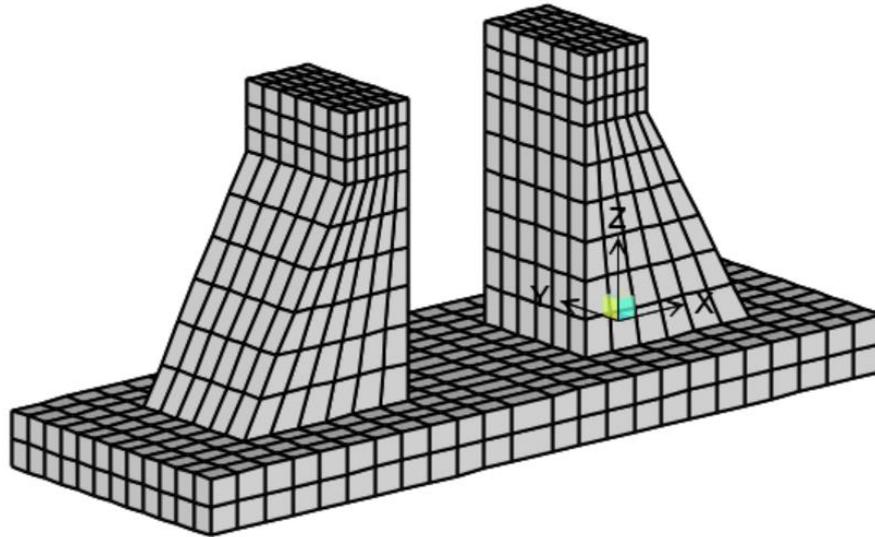


Figura 9.1. Proyección 3D del modelo realizado en SAP2000.

La altura de los muros es de 3200mm (esta medida fue tomada en campo). En **anexos** se incluye un plano de la cimentación.

9.4.3 Características de la maquinaria

La información provista por el fabricante de la maquinaria es la siguiente:

Descripción	Magnitud	Unidades
Peso propio (en cada apoyo)	10	Tonf
Fuerza de desbalanceo	5	Tonf
Frecuencia de operación	651	rpm

Tabla 9.1. Características de la maquinaria rotatoria.

9.4.4 Tipos de estudio

Para analizar la influencia de la respuesta del sistema con aisladores de base, se realizaron los dos casos de estudio:

- **Caso I:** Sistema sin aisladores

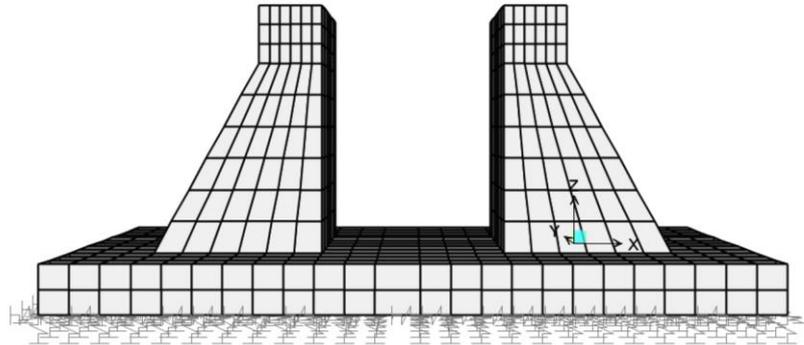


Figura 9.2. Sistema sin aisladores - Vista: Elevación.

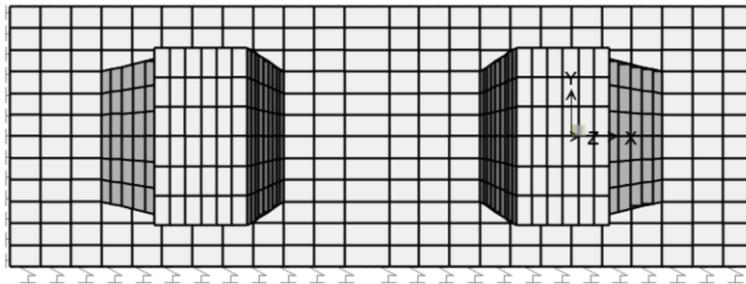


Figura 9.3. Sistema sin aisladores - Vista: Planta.

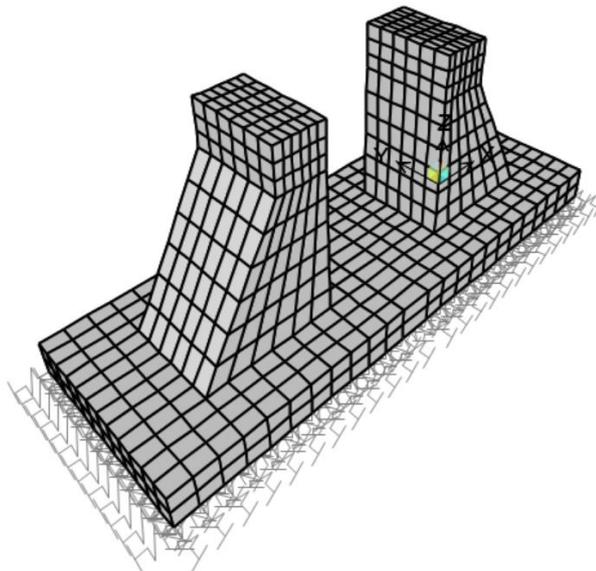


Figura 9.4. Sistema sin aisladores - Vista: 3D.

- **Caso II: Sistema con aisladores**

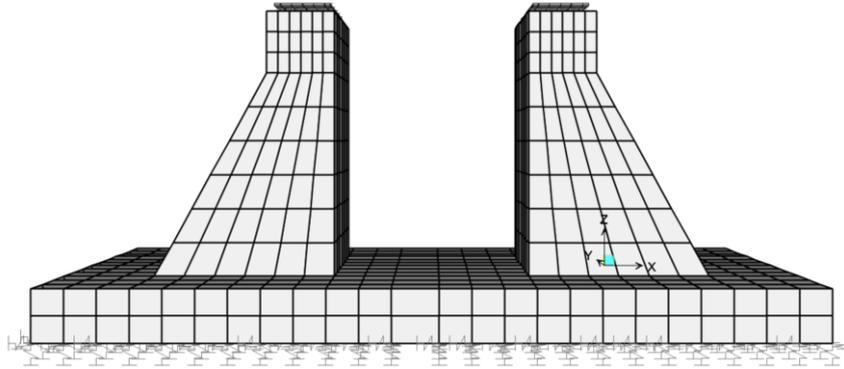


Figura 9.5. Sistema con aisladores - Vista: Elevación.

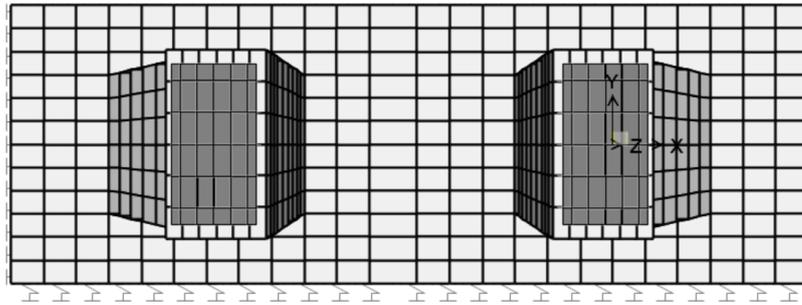


Figura 9.6. Sistema con aisladores - Vista: Planta.

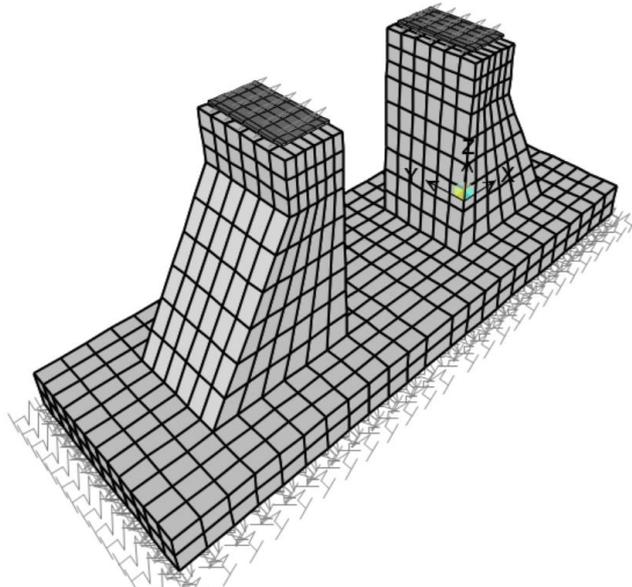


Figura 9.7. Sistema con aisladores - Vista: 3D.

Ambos casos serán sometidos a excitaciones tipo armónico con componentes de la fuerza de desbalanceo: vertical y horizontal; su análisis es independiente ya que las componentes de la fuerza ocurren en dos instantes diferentes. La frecuencia de excitación del análisis será la de operación de la maquinaria igual a 651 rpm.

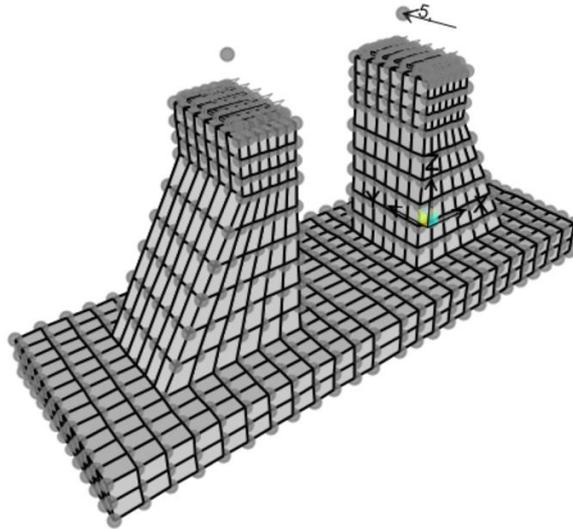


Figura 9.8. Fuerza de desbalanceo - componente: horizontal. Unidades: tonf.

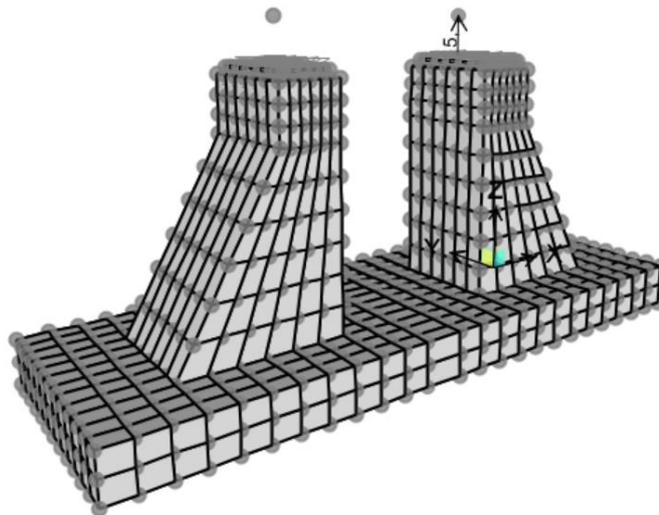


Figura 9.9. Fuerza de desbalanceo - componente: vertical. Unidades: tonf.

Se deberá ingresar una fuerza vertical en dirección de la gravedad, que represente el peso de la maquinaria.

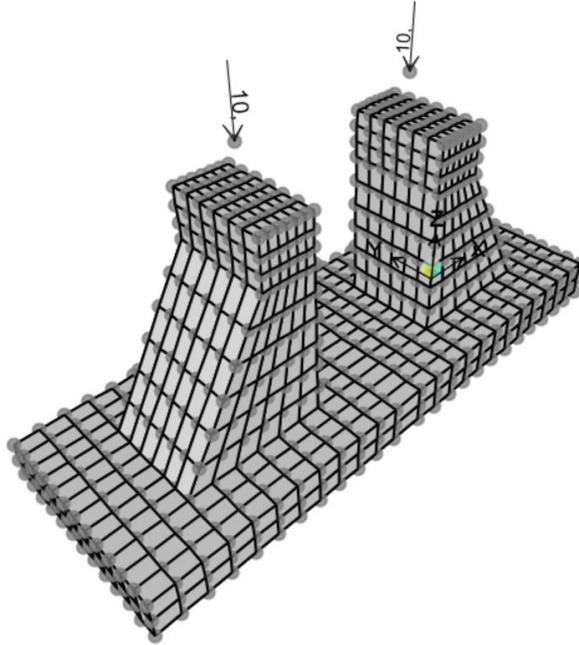


Figura 9.10. Peso propio de la maquinaria. Unidades: tonf.

9.5 Elaboración de modelo matemático representativo

El tipo de modelo matemático a emplear es el Modelo de sistema discreto de parámetros distribuidos.

9.5.1 Tipo de software

“SAP2000 es un programa de elementos finitos, con interfaz gráfico 3D orientado a objetos, preparado para realizar, de forma totalmente integrada, la modelación, análisis y dimensionamiento del más amplio conjunto de problemas de ingeniería de estructuras”. (CSI Spain - SAP2000, 2019)

Se llevaron a cabo modelos tridimensionales de cada uno de los componentes en el software de elementos finitos SAP2000, para así poder determinar la respuesta dinámica (desplazamiento, velocidad y aceleración) del sistema ante la aplicación de una fuerza armónica sinusoidal durante un determinado tiempo.

9.5.2 Cálculo de parámetros

En la Tabla 9.2 se muestra una hoja de cálculo de propiedades para un aislador utilizando un caucho shore 70. Se ingresan los datos del módulo elástico y del módulo cortante, obtenidos de los ensayos presentados en el capítulo 6.3. cuyos resultados se indican en la Figura 6.15. y Figura 6.18.

Otros valores a ingresar son las dimensiones de la muestra (ver Figura 6.10) empleada durante el ensayo por corte. La Tabla 6.8 proporciona los resultados para una muestra de caucho shore 70 e indica el desplazamiento aplicado en el ensayo con el valor de fuerza máxima F_m correspondiente.

Con estos datos y aplicando las fórmulas señaladas en el capítulo 6.6 (Método bilineal para aisladores elastoméricos), se realiza el despeje de fórmulas para obtener la resistencia característica Q , la misma que está en función del área del caucho ensayado y con ello se obtiene el valor del esfuerzo de fluencia σ_y .

PROPIEDADES DEL AISLADOR PARA CAUCHO DE SHORE 70		
PROPIEDADES DEL ELASTÓMERO		
Unidades:	Mpa	KN,mm
Módulo Cortante, G	2,05	0,00205
Módulo Elástico, E	2,07	0,00207
Esfuerzo de Fluencia, σ_y	0,07	0,00007
DIMENSIONES DEL AISLADOR		
Unidades:	mm	
Forma	CUADRADO	
Base (B)	50	
Número de capas	1	
Espesor de las capas, t	7,3	
Altura total	7,3	
SUPOSICIONES DE DISEÑO		
Unidades:	KN, mm	
Máximo desplazamiento aplicado, Dm	3,5	
Amortiguamiento de la estructura, β (%)	5	
PROPIEDADES DEL AISLADOR		
Unidades:	KN, mm	
Área del caucho, Ar	2500	
Espesor total del caucho, Tr	7,3	
PROPIEDADES DE LA CURVA DE HISTÉRESIS		
Unidades:	KN,mm	
Resistencia Característica, Q	0,163	
Rigidez Post-fluencia, K2	0,702	
Rigidez elástica, K1	7,02	
Desplazamiento de fluencia, Dy	0,026	
Fuerza de fluencia, Fy	0,181	
Fuerza máxima, Fm	2,6	
Rigidez efectiva, Keff	0,749	
Área de la Curva de Histéresis, Ah	2,263	
Amortiguamiento Viscoso Equivalente, ξ_{eff}	0,039	
RIGIDEZ VERTICAL		
Unidades:	KN,mm	
Base adherida Bb	50	
Altura adherida Anchb	2500	
Área adherida Ab	200	
Perímetro adherido	1,7	
Factor de forma, Si	520833,3	
Momento de inercia	49,877	
Área de caucho reducida, Ar	2325,00	
Módulo Dinámico, Ec	0,010852513	
Vertical Stiffness of an Internal Layer, Kvi	3,456	
Rigidez vertical del aislador, Kvi	3,456	

Tabla 9.2. Propiedades del caucho shore 70.

En las Tabla 9.3 se muestran los resultados del cálculo de las propiedades del dispositivo de neopreno Shore 70 propuesto como

mecanismo de aislación de las bases de la máquina industrial del presente caso práctico de estudio.

Debido a que el material a emplear es el mismo que el indicado en la Tabla 9.2, se mantienen ciertas propiedades del elastómero como: módulo de corte, módulo de elasticidad y esfuerzo de fluencia.

Como suposición de diseño se propone el mismo valor de desplazamiento máximo aplicado durante el ensayo, el cual corresponde a un 35% del espesor de la lámina de neopreno a emplear.

Se procede a conocer las propiedades de la curva de histéresis por el método bilineal con el objetivo de conocer la rigidez post-fluencia, la rigidez efectiva, la rigidez vertical y el coeficiente de amortiguamiento viscoso equivalente. Estos datos serán ingresados en el software SAP2000.

PROPIEDADES DEL AISLADOR PARA CAUCHO DE SHORE 70		
PROPIEDADES DEL ELASTÓMERO		
Unidades:	Mpa	KN,mm
Módulo Cortante, G	2,05	0,00205
Módulo Elástico, E	2,07	0,00207
Esfuerzo de Fluencia, σ_y	0,07	0,00007
DIMENSIONES DEL AISLADOR		
Unidades:	mm	
Forma	RECTANGULAR	
Base (B)	136	
Altura (A)	260	
Número de capas	1	
Espesor de las capas, t	100	
Altura total	100	
SUPOSICIONES DE DISEÑO		
Unidades:	KN, mm	
Máximo desplazamiento aplicado, Dm	3,5	
Amortiguamiento de la estructura, β (%)	5	
PROPIEDADES DEL AISLADOR		
Unidades:	KN, mm	
Área del caucho, Ar	35360	
Espesor total del caucho, Tr	100	
PROPIEDADES DE LA CURVA DE HISTÉRESIS		
Unidades:	KN,mm	
Resistencia Característica, Q	2,303	
Rigidez Post-fluencia, K2	0,725	
Rigidez elástica, K1	7,25	
Desplazamiento de fluencia, Dy	0,353	
Fuerza de fluencia, Fy	2,559	
Fuerza máxima, Fm	4,8	
Rigidez efectiva, Keff	1,383	
Área de la Curva de Histéresis, Ah	28,987	
Amortiguamiento Viscoso Equivalente, ξ_{eff}	0,272	
RIGIDEZ VERTICAL		
Unidades:	KN,mm	
Base adherida Bb	136	
Altura adherida Anchb	260	
Área adherida Ab	35360	
Perímetro adherido	792,0	
Factor de forma, Si	0,4	
Momento de inercia	199194666,7	
Área de caucho reducida, Ar	34884	
Módulo Dinámico, Ec	0,003	
Vertical Stiffness of an Internal Layer, Kvi	1	
Rigidez vertical del aislador, Kvi	1,155	

Tabla 9.3. Propiedades del dispositivo de neopreno Shore 70.

Nota: debido a que el aislador fue dividido en varios sólidos para obtener resultados más precisos, las dimensiones definidas en la tabla corresponden a las dimensiones del caucho de cada sección fraccionada.

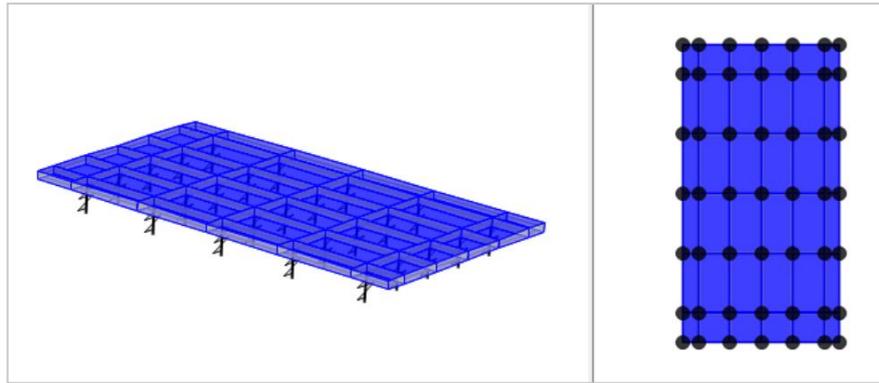


Figura 9.11. Placa, componente del dispositivo de neopreno.

9.5.3 Coeficiente de balasto

De acuerdo a (INECO, 2018) para determinar el coeficiente de balasto vertical en suelos cohesivos se adopta la siguiente correlación de Terzaghi, la cual está en función de la resistencia a compresión simple:

$$K_{30} = 1,645 q_u \quad (9.5.1)$$

Donde,

K_{30} : Coeficiente de balasto vertical para una placa de 30x30 cm en kg/cm^3 .

q_u : resistencia a compresión simple en kg/cm^2 .

Para transformar el módulo de balasto K_{30} a las dimensiones correspondientes de la cimentación, se realiza según la formulación del Código Técnico de la Edificación.

- Para el caso de una **cimentación cuadrada** de lado B:
 - a) En terrenos cohesivos

$$K_B = K_{30} * \frac{0,3}{B} \quad (9.5.2)$$

b) En terrenos granulares

$$K_B = K_{30} * \left[\frac{B + 0,3}{2B} \right]^2 \quad (9.5.3)$$

- Para el caso de una **cimentación rectangular** de dimensiones L y B (L>B):

Para todo tipo de terreno

$$K_{LxB} = K_B \left(1 + \frac{B}{2L} \right) \quad (9.5.4)$$

En el presente caso práctico, la cimentación es de forma rectangular y su capacidad a compresión es de 4,64 kg/cm³ según un estudio de suelo realizado en un punto cercano a la estructura (ver Anexos).

En el modelo realizado en SAP2000, los sólidos que conforman la cimentación están divididos en numerosos sólidos más pequeños a fin de realizar un análisis minucioso. Al dividir la cimentación resultaron sólidos con dimensiones de B (base) igual a 25,83 cm y L (longitud) igual 36 cm. Cada uno estará restringido por las propiedades del suelo por medio de “springs” cuyas propiedades dependen del coeficiente de balasto.

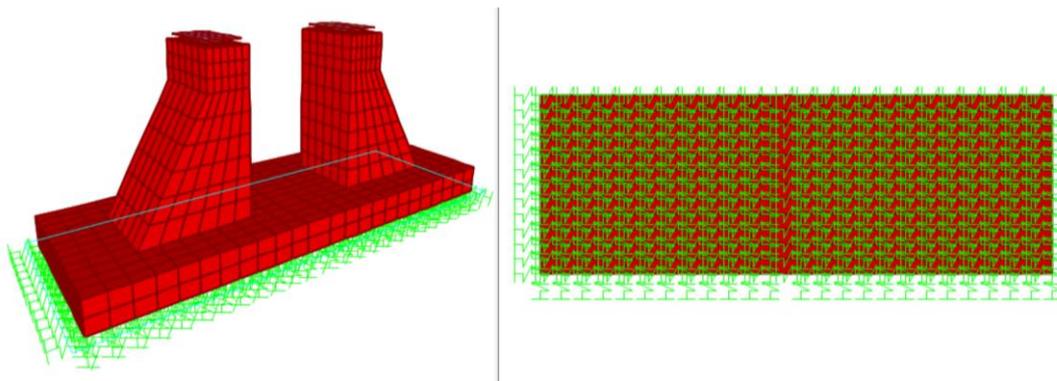


Figura 9.12. Cimentación modelada en SAP2000.

Para el cálculo del coeficiente de balasto vertical, se obtuvieron los siguientes resultados.

COEFICIENTE DE BALASTO VERTICAL		
DATOS		
qu=	4,64	kg/cm ²
B=	25,83	cm
L=	36	cm
CÁLCULOS		
K ₃₀ =	7,63	kg/cm ²
Cimentación tipo	Rectangular	
Tipo de suelo	Cohesivo	
K _B =	8,87	kg/cm ³
K _{LxB} =	12,05	kg/cm ³
RESULTADO		
K _{vertical} =	11200,752	kg/cm

Tabla 9.4. Cálculo de coeficiente de balasto vertical.

9.5.4 Dimensiones y ubicación del material aislante

Se utilizarán dos dispositivos de neopreno ubicados en los apoyos de la maquinaria cada uno.

Las dimensiones de los aisladores son de Altura (A)=1300mm, Base (B)=680mm con un espesor (t)= 100mm; estarán ubicados según lo señalado en la Figura 9.13.

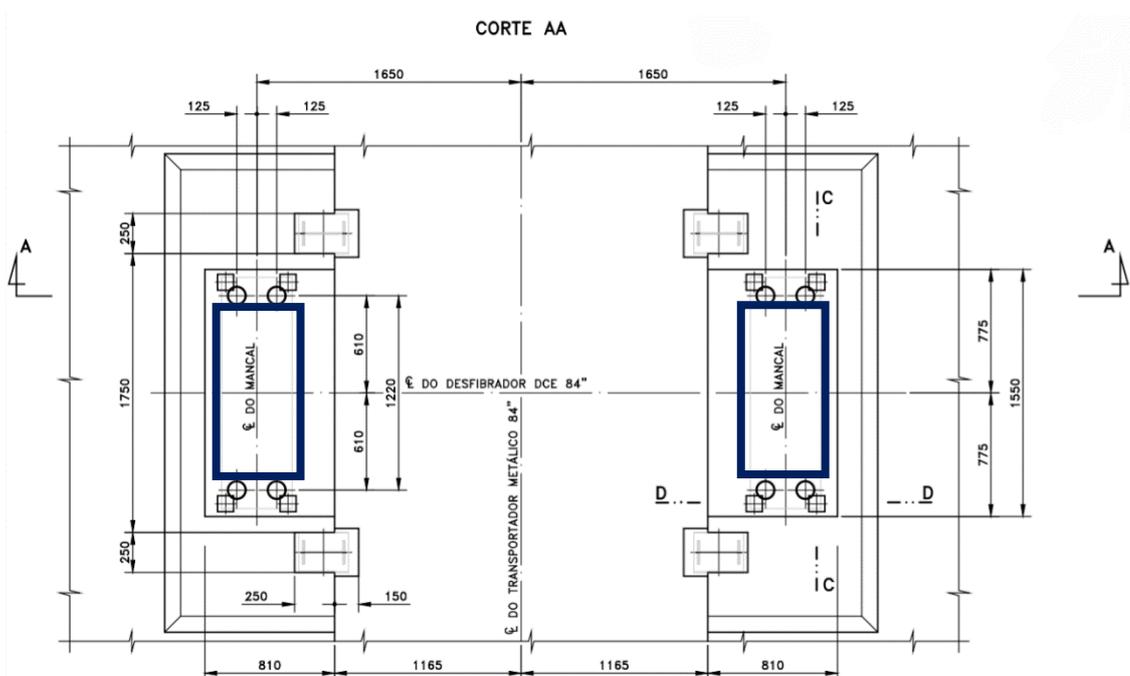


Figura 9.13. Planta de la cimentación de la maquinaria.

9.5.5 Procedimiento realizado en SAP2000

Ingreso de la función sinusoidal

Para introducir la excitación armónica que será producida por la operación se debe ir a la pestaña definir y desplegar la opción funciones, luego seleccionar Tiempo Historia. Se deberá añadir una función del tipo seno y posteriormente, aparecerá el recuadro mostrado en la Figura 9.14.

El valor de periodo está determinado por la frecuencia que trabaja la maquinaria, siendo:

$$\text{Frecuencia de operación } \omega = 651 \text{ rpm}$$
$$\text{Si } 651 \text{ rev en } 60 \text{ s} \rightarrow T = \frac{60 \text{ s}}{651 \text{ rev}} = 0,092 \text{ s/rev}$$

El número de pasos por ciclo depende de la precisión del análisis

Por efectos de estudio, se establece que la máquina estará en funcionamiento hasta cumplir con 500 revoluciones, dando un tiempo de operación igual a:

$$t_{\text{operación}} = 430 \text{ rev} * 0,092 \frac{\text{s}}{\text{rev}} = 39,56 \text{ s}$$

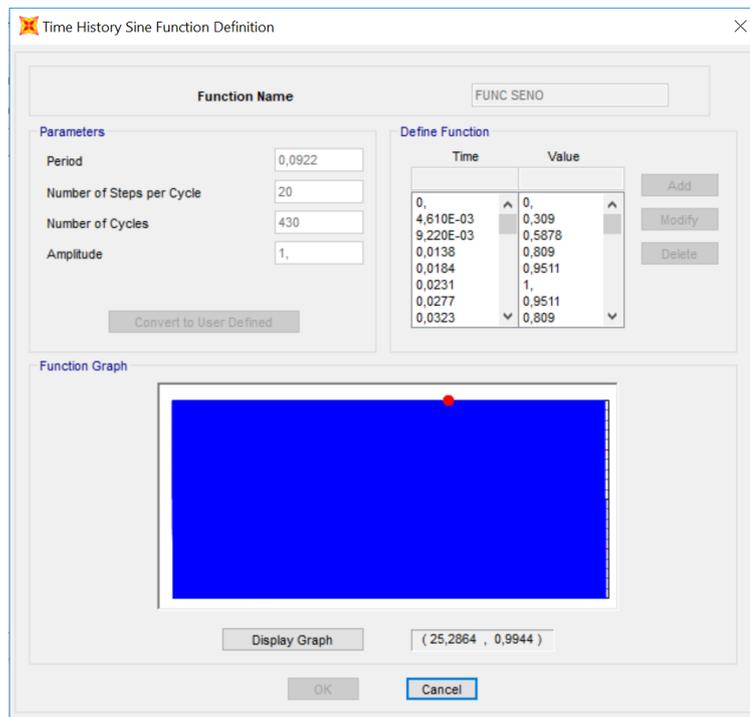


Figura 9.14. Definición de Time Historia para función sinusoidal.

Asignación de masas concentradas

A fin de representar la masa de la maquinaria rotatoria, se coloca un nodo en la posición correspondiente y se asigna la masa por medio de la opción “Assign Joint Masses”. Se deberá colocar los valores correspondientes a cada dirección.

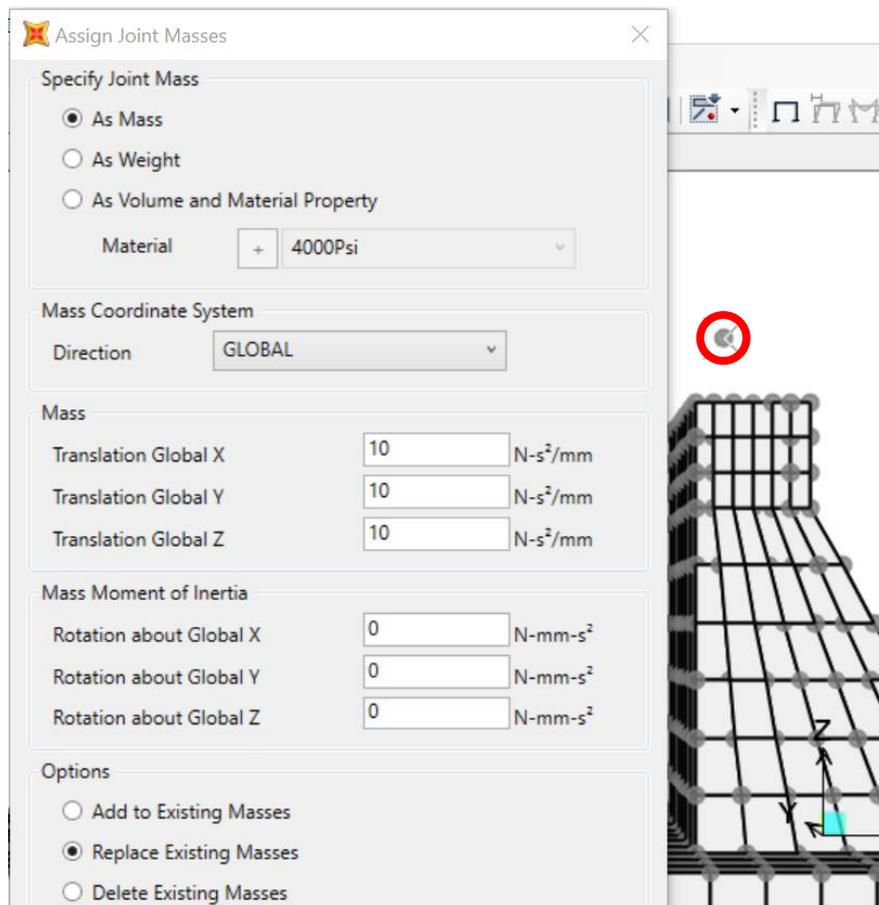


Figura 9.15. Asignación de masas concentradas en SAP2000.

Definición de fuerza radial (componente vertical y horizontal)

Se deberán crear nuevos patrones de carga, tanto para la componente vertical y horizontal de la fuerza radial.

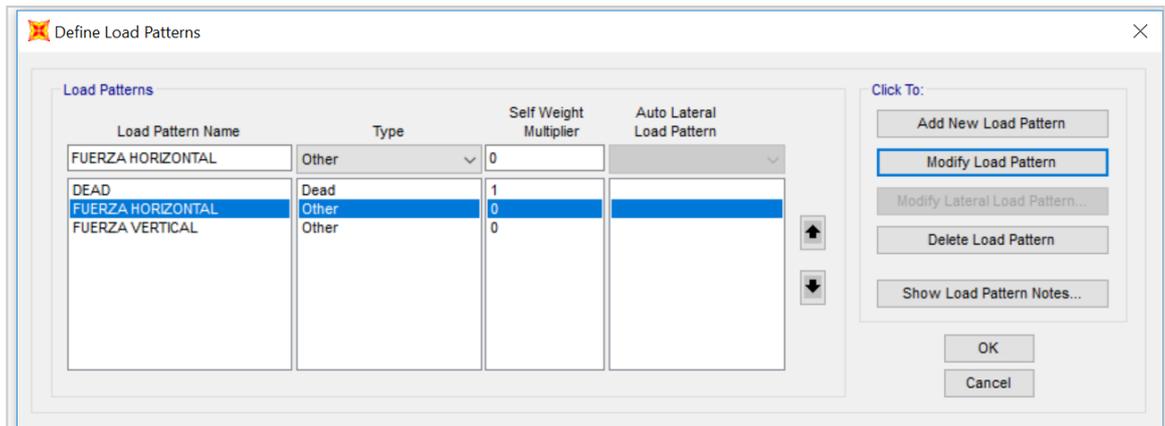


Figura 9.16. Patrones de carga ingresados en SAP2000.

El ingreso de los Casos de Carga será diferente para los dos casos definidos.

- **Para el Caso I:** Sistema sin aisladores

Se realizará un análisis modal y se establecerán los siguientes casos de carga.

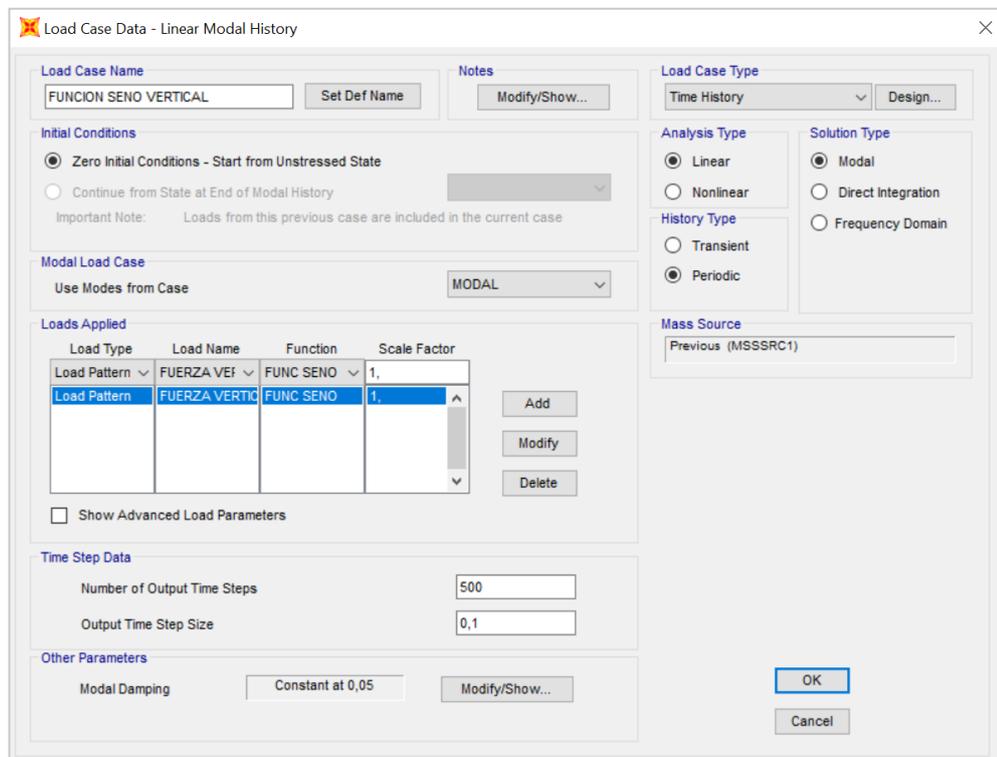


Figura 9.17. Caso de carga para componente vertical – MODAL.

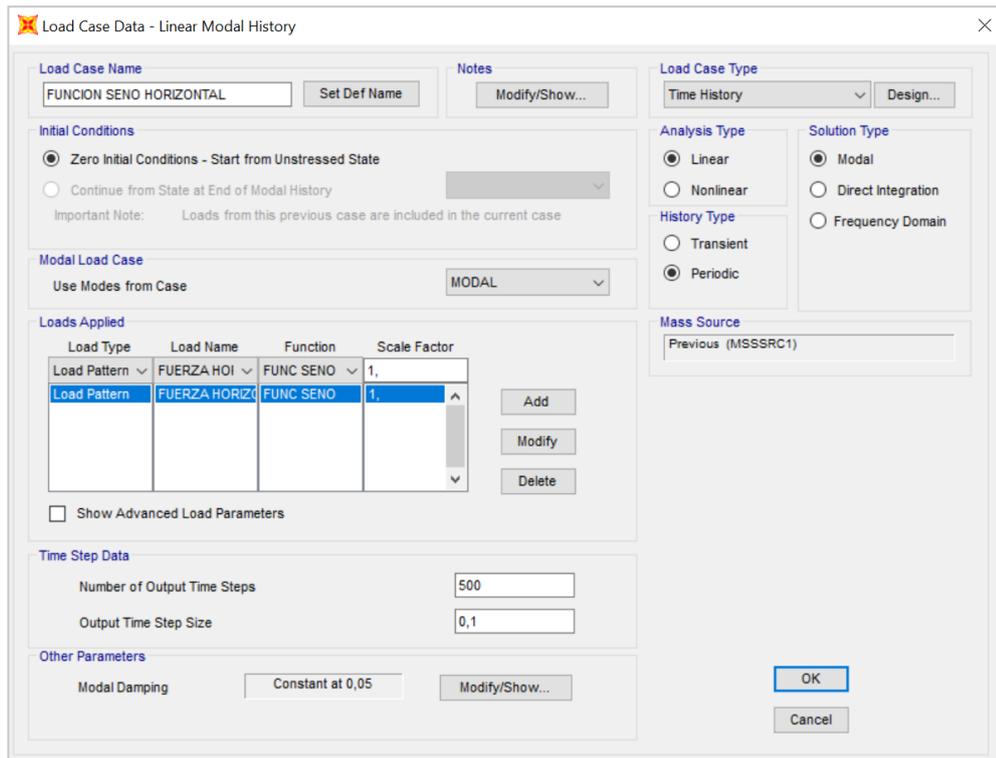


Figura 9.18. Caso de carga para componente horizontal – MODAL.

- **Para el Caso II:** Sistema con aisladores

Se define al tipo de solución como Integración Directa, debido a que el método modal pondera a los primeros modos de vibración de la estructura siendo estos modos en donde se concentra el movimiento en los aisladores y no transmite mayor vibración a la cimentación. En cambio, Integración Directa resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales, no los desacopla y da también importancia a todos los modos de vibración por muy pequeños que sean; de tal modo que se transmite la vibración hasta la cimentación.

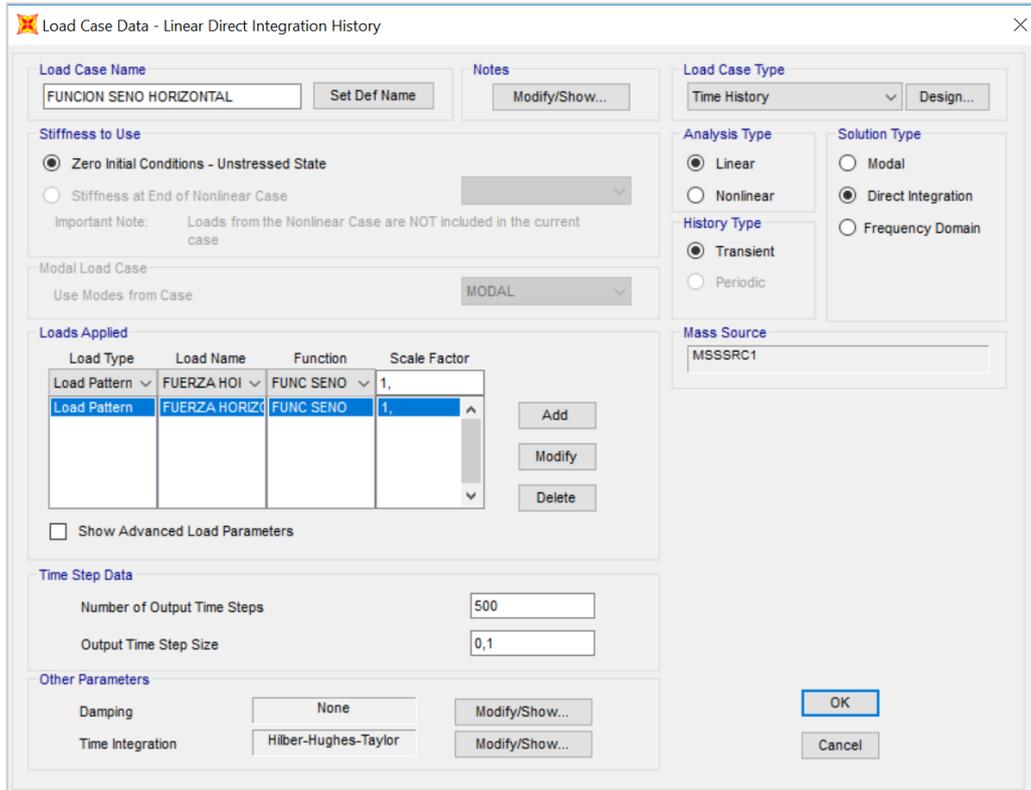


Figura 9.19. Caso de carga para componente horizontal – INTEGRACIÓN DIRECTA.

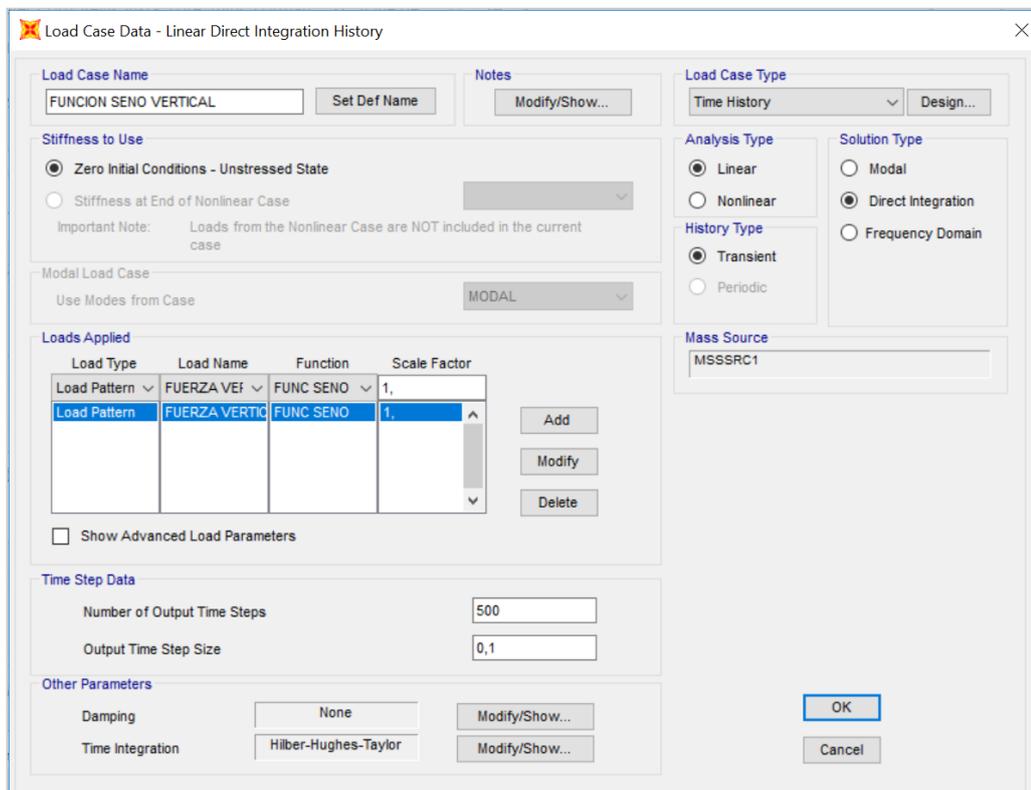


Figura 9.20. Caso de carga para componente vertical – INTEGRACIÓN DIRECTA.

Introducción de propiedades del aislador

Desplegar las opciones de definir, seleccionar propiedades de secciones y escoger “link/support properties”. Aparecerá una ventana donde se tendrá que escoger el tipo de “link/support”, en este caso se trata de un aislador de caucho cuyas propiedades ya fueron calculadas anteriormente.

Direction	Fixed	NonLinear	Properties
<input checked="" type="checkbox"/> U1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Modify/Show for U1...
<input checked="" type="checkbox"/> U2	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Modify/Show for U2...
<input checked="" type="checkbox"/> U3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Modify/Show for U3...
<input checked="" type="checkbox"/> R1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Modify/Show for R1...
<input checked="" type="checkbox"/> R2	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Modify/Show for R2...
<input checked="" type="checkbox"/> R3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Modify/Show for R3...

Figura 9.21. Propiedades del aislador de caucho ingresados en SAP2000. Unidades: kN-mm.

Property Name	Value
Property Name	LIN1
Direction	U1
Type	Rubber Isolator
NonLinear	No
Effective Stiffness	1,155
Effective Damping	0,2724

Figura 9.22. Propiedades del aislador de caucho en dirección U1. Unidades: kN-mm.

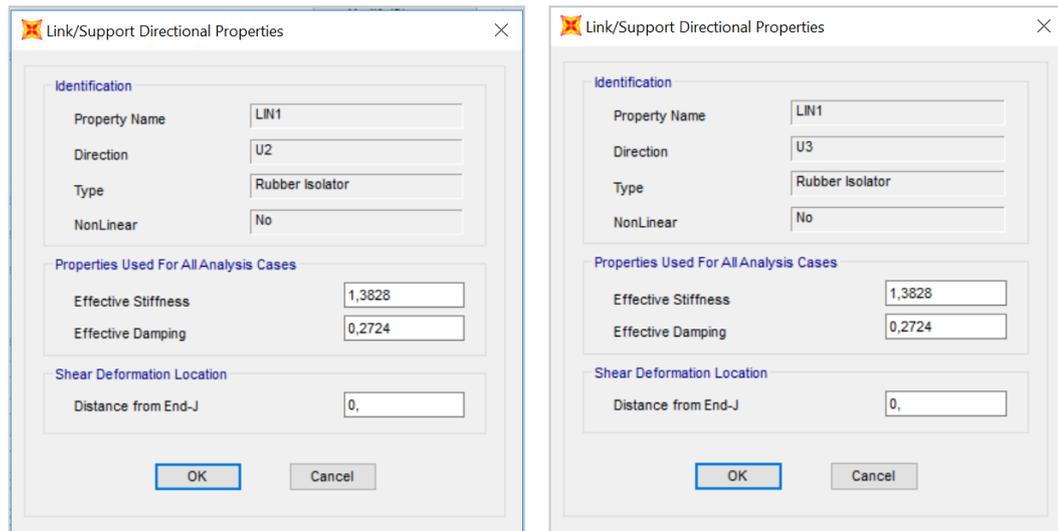


Figura 9.23. Propiedades del aislador de caucho en dirección U2 y U3. Unidades: kN-mm.

9.5.6 Frecuencia natural de vibración del sistema

Para conocer si el sistema entra en resonancia se debe recordar que este fenómeno ocurre cuando la frecuencia natural del sistema y la frecuencia de excitación externa están sincronizadas.

Este hecho justifica la implementación de dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones, tal y como se ha demostrado en el capítulo 4.5 (Caso teórico II: Análisis comparativo de soportes con o sin aislamiento para diferentes relaciones de frecuencias).

A partir del análisis realizado en el modelo SAP2000 se obtiene la frecuencia natural del sistema, cuyo valor corresponde a $f_n = 10,718 \text{ Hz}$, $T_n = 0,0933 \text{ s}$. (Ver Figura 9.24).

La relación de frecuencias es igual a:

$$\beta = \frac{\omega}{\omega_n} \rightarrow \frac{T_n}{T} = \frac{0,0933}{0,092} = 1,01$$

$$\beta \approx 1$$

Por lo tanto, el sistema está cercano a la resonancia.

Deformed Shape (MODAL) - Mode 1; T = 0,0933; f = 10,71825

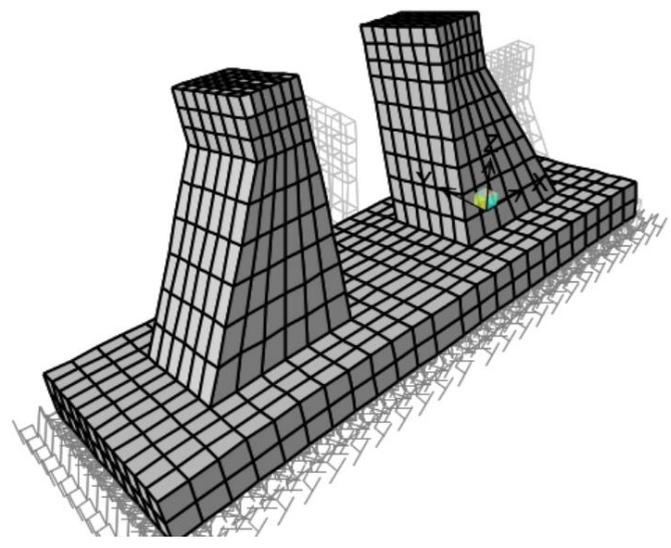
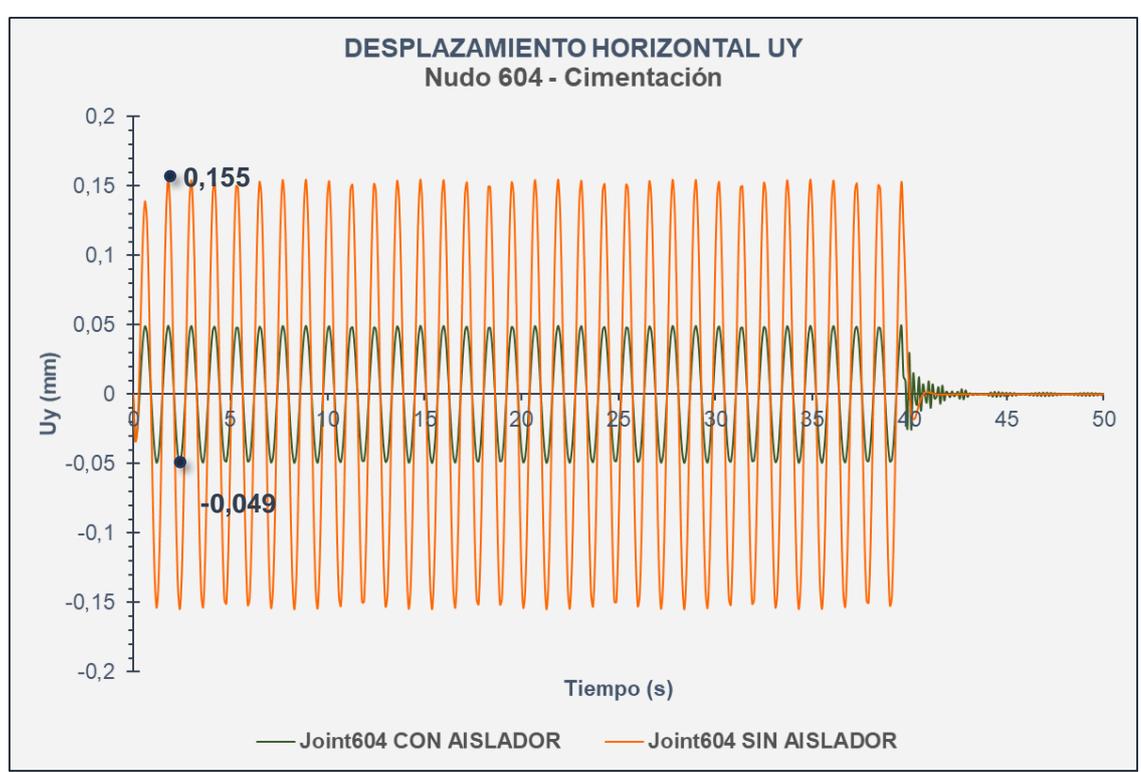


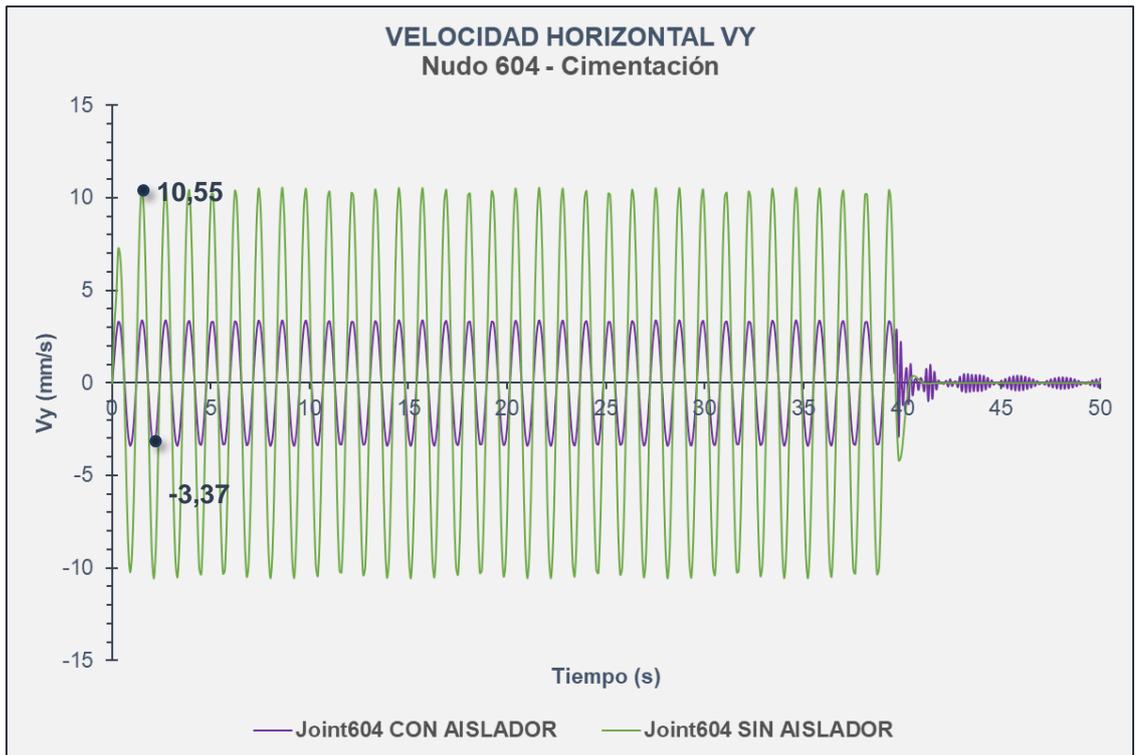
Figura 9.24. Frecuencia natural del sistema - Modo 1 T=0,093 s.

9.5.7 Análisis de respuestas dinámicas

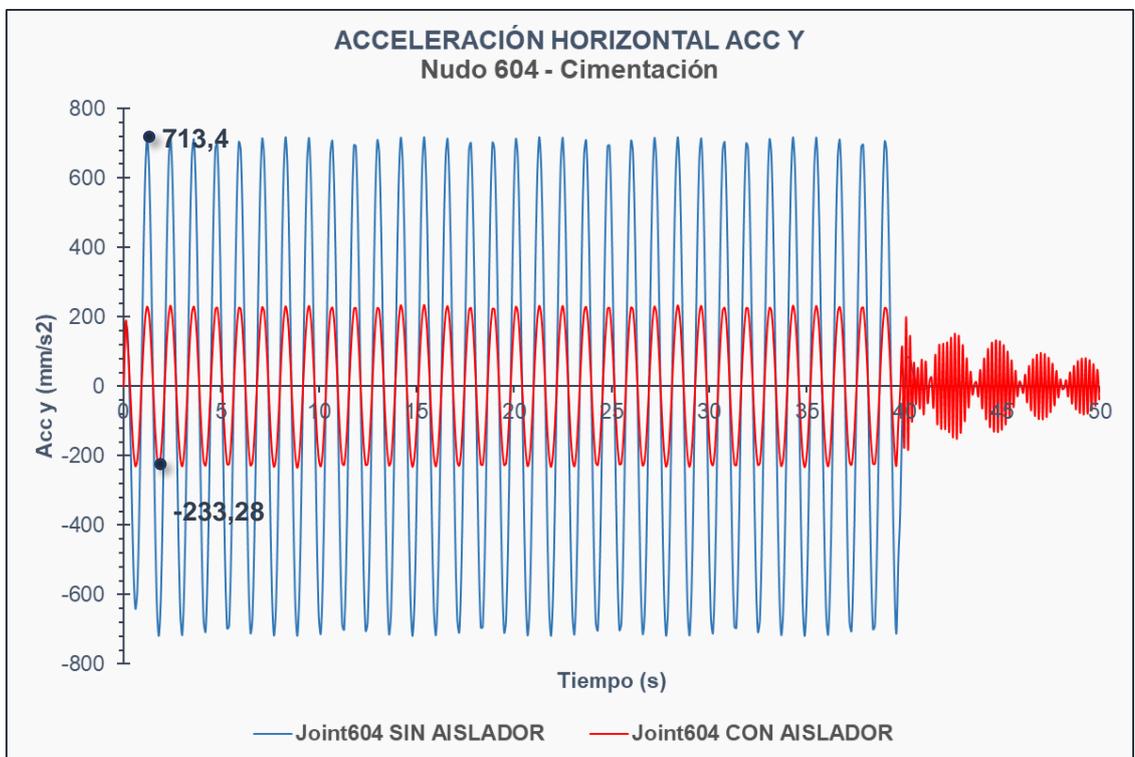
CIMENTACIÓN



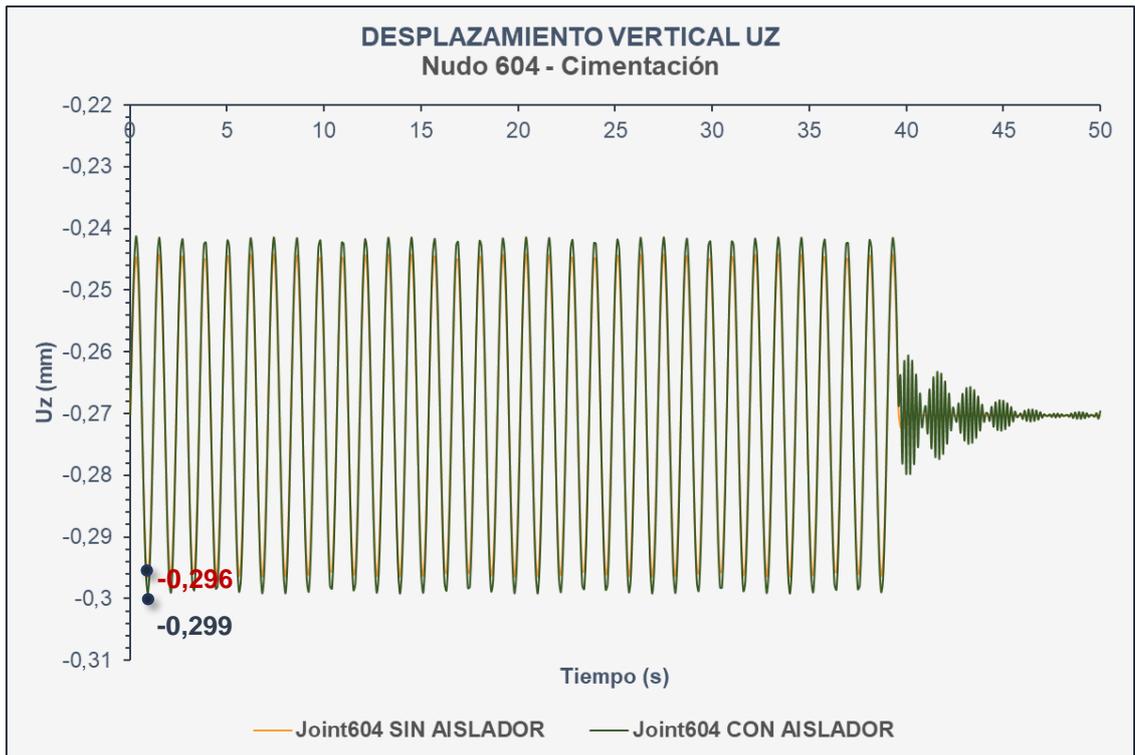
%Reducción de amplitud máxima= 68,39%



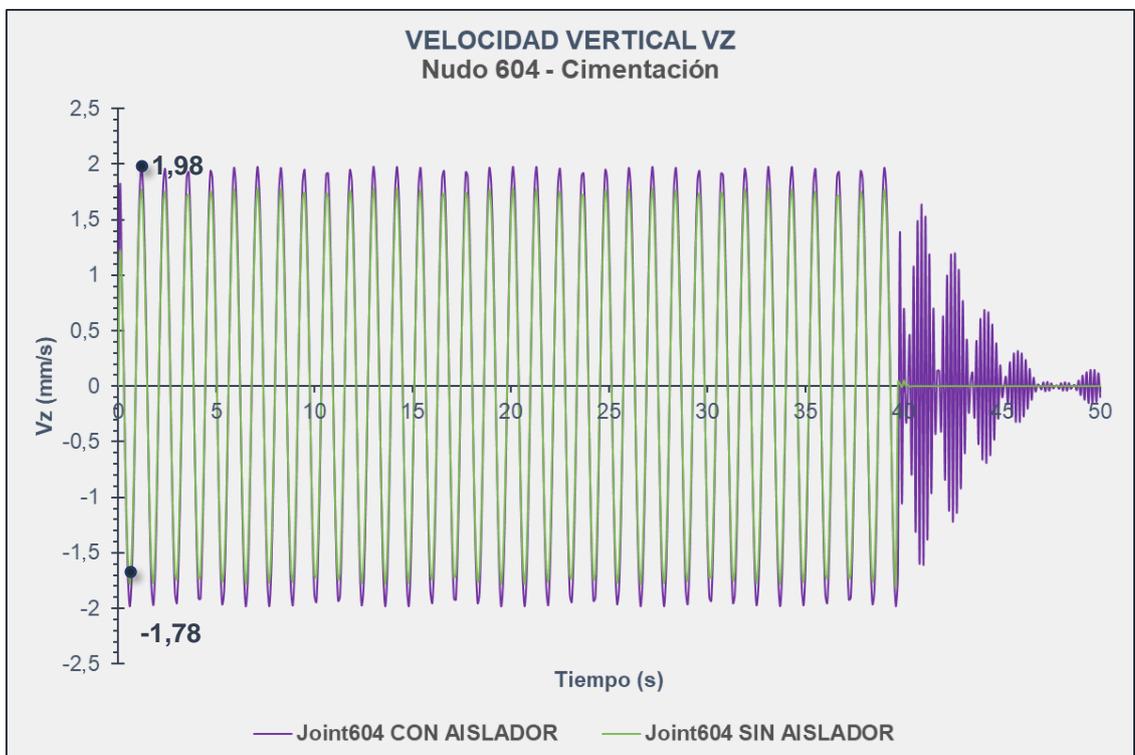
%Reducción de amplitud máxima= 68,06%



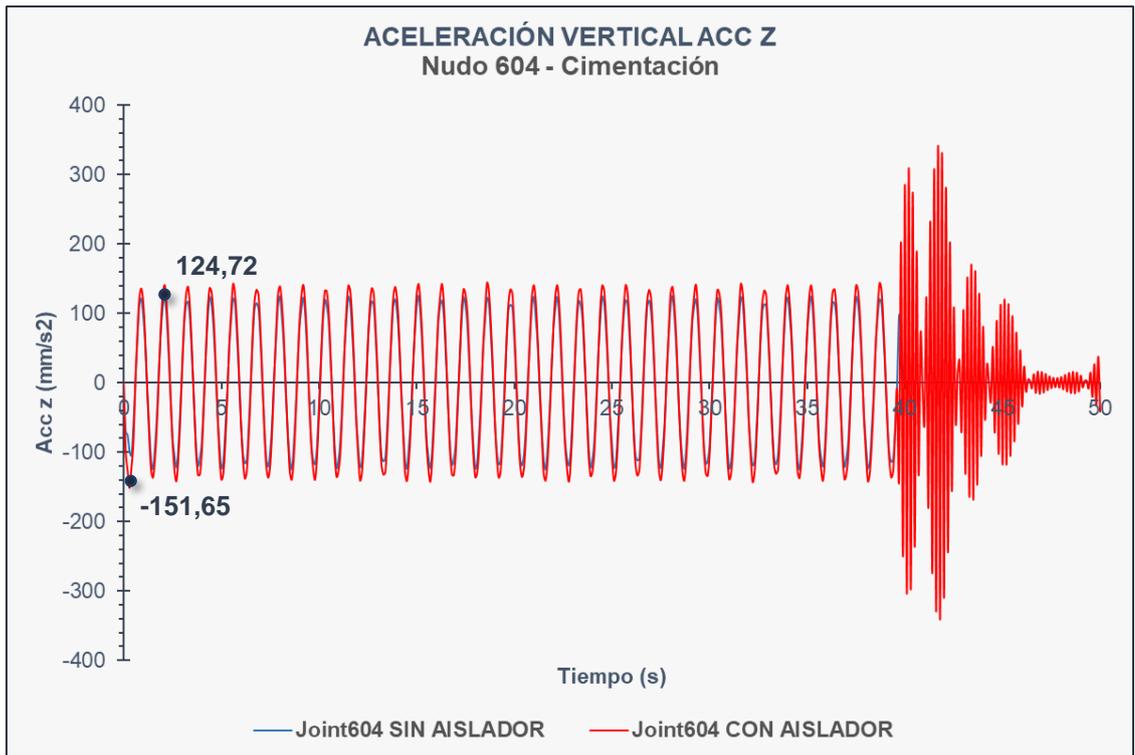
%Reducción de amplitud máxima= 67,30%



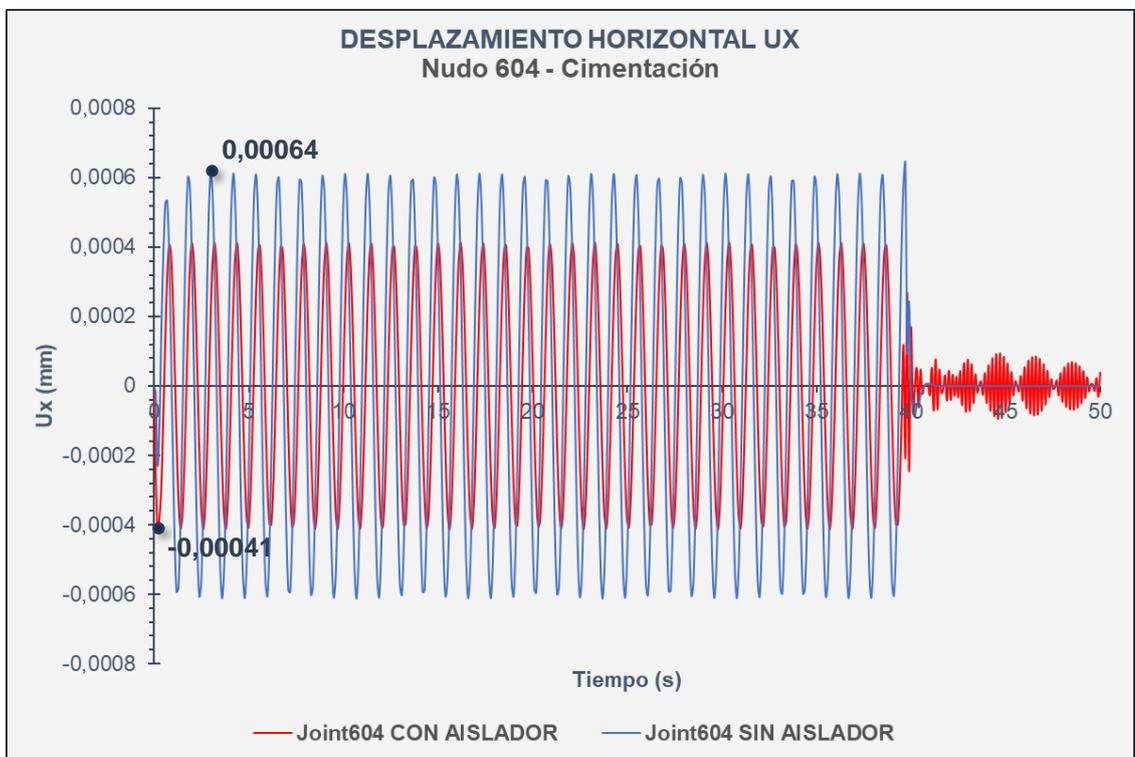
%Amplificación de amplitud máxima= 1,01%



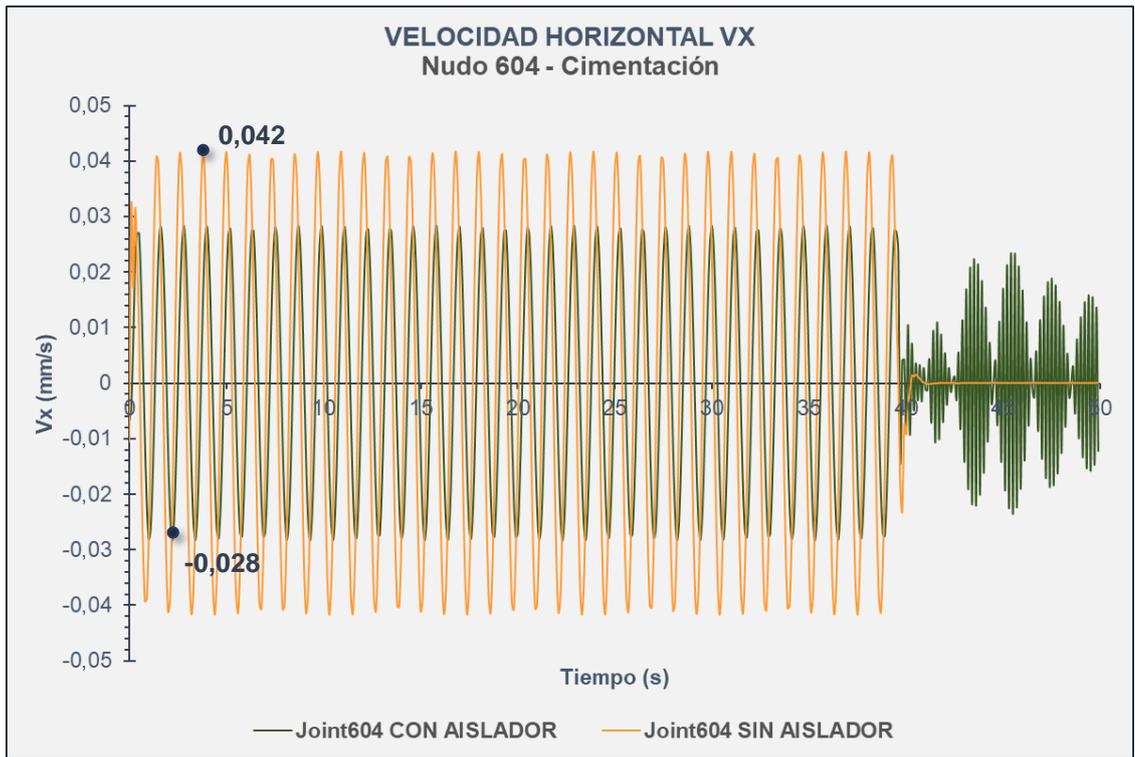
%Amplificación de amplitud máxima= 11,24%



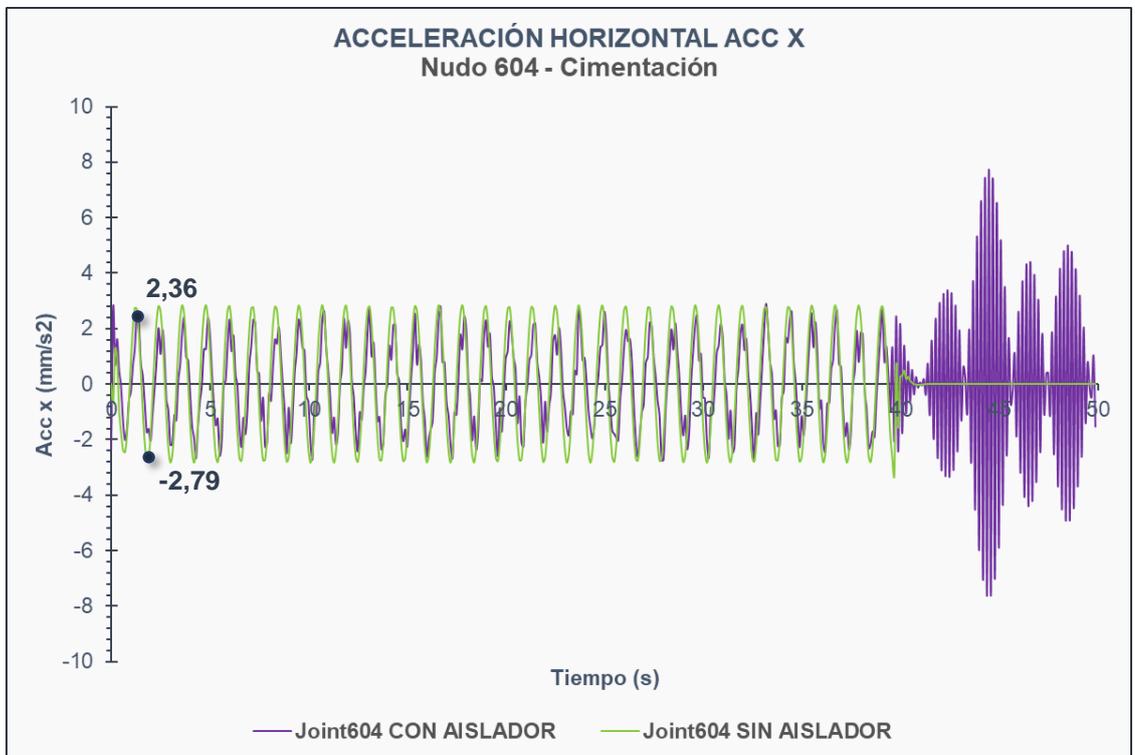
%Amplificación de amplitud máxima= 21,59%



%Reducción de amplitud máxima= 35,94%

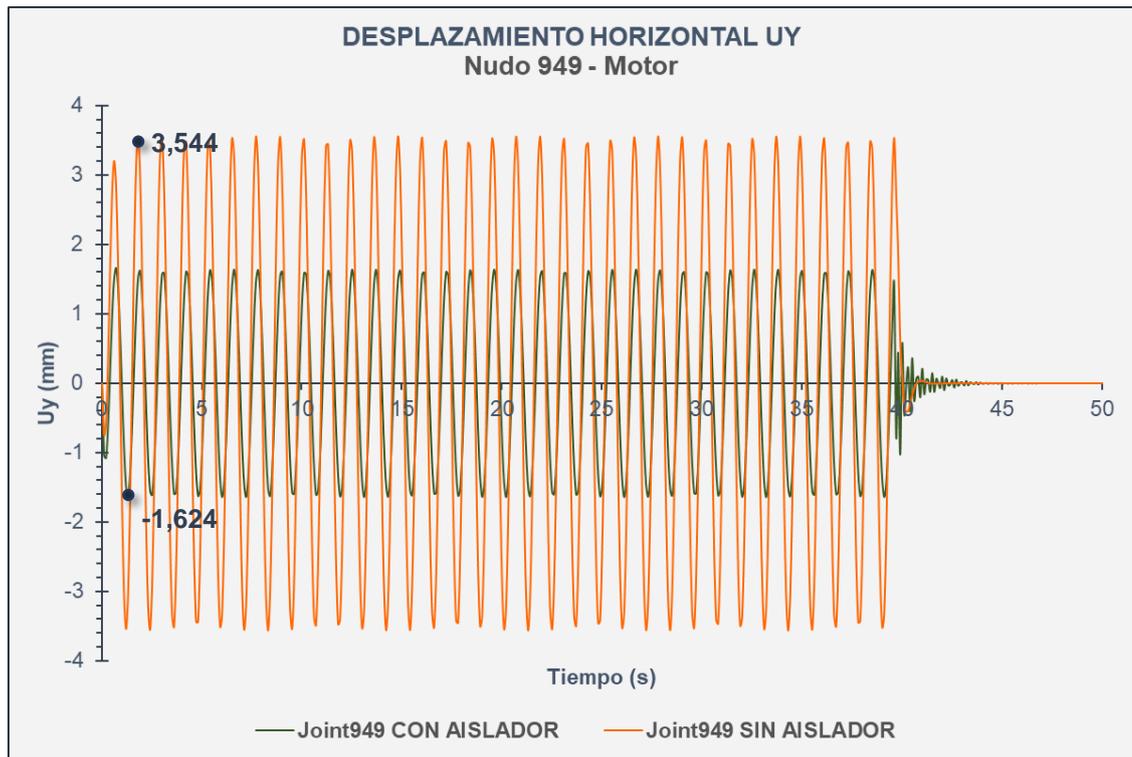


%Reducción de amplitud máxima= 33,33%

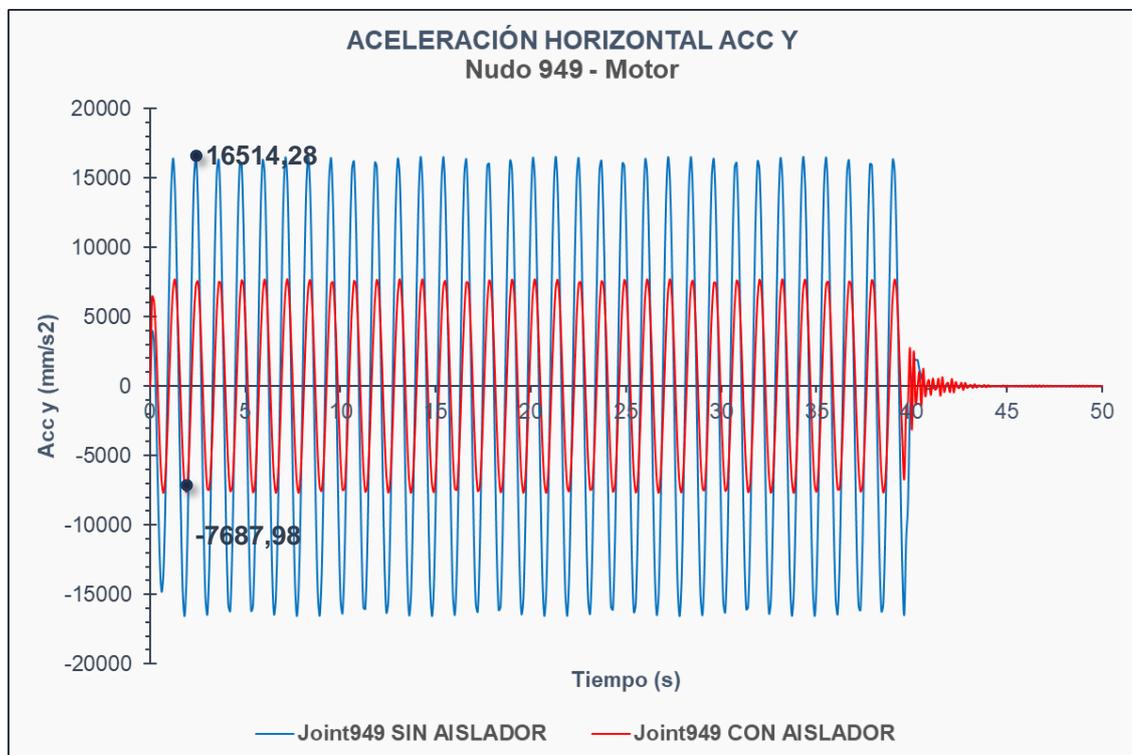


%Reducción de amplitud máxima= 15,41%

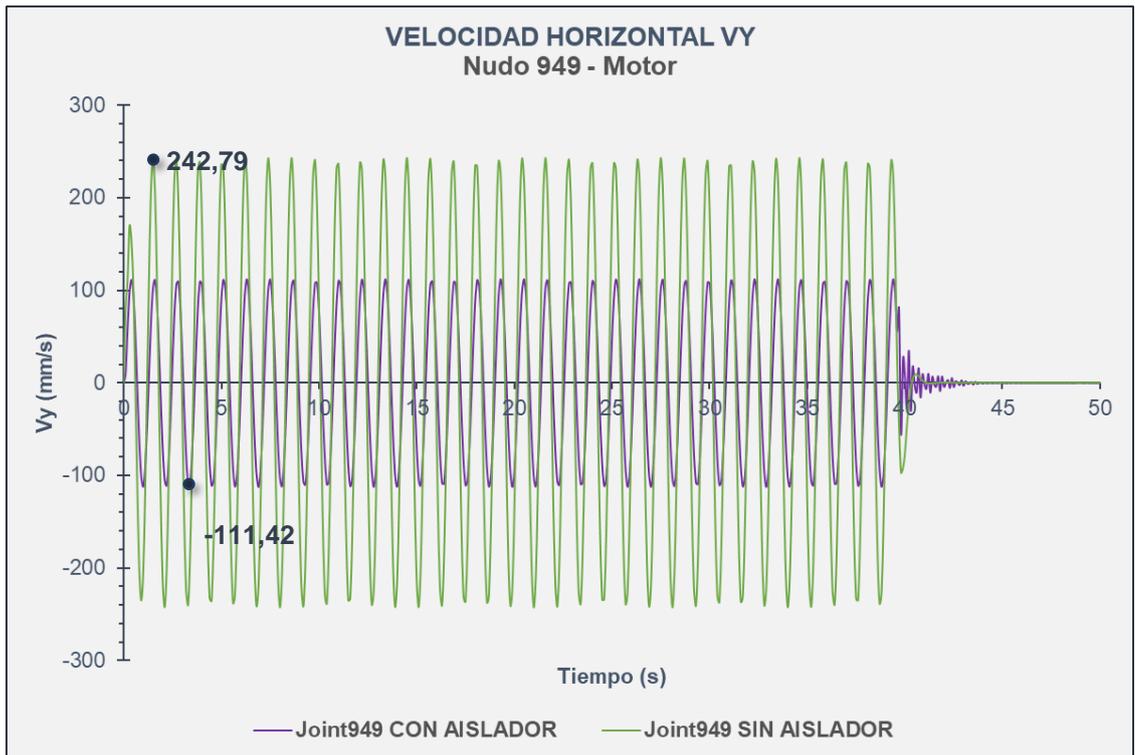
MOTOR



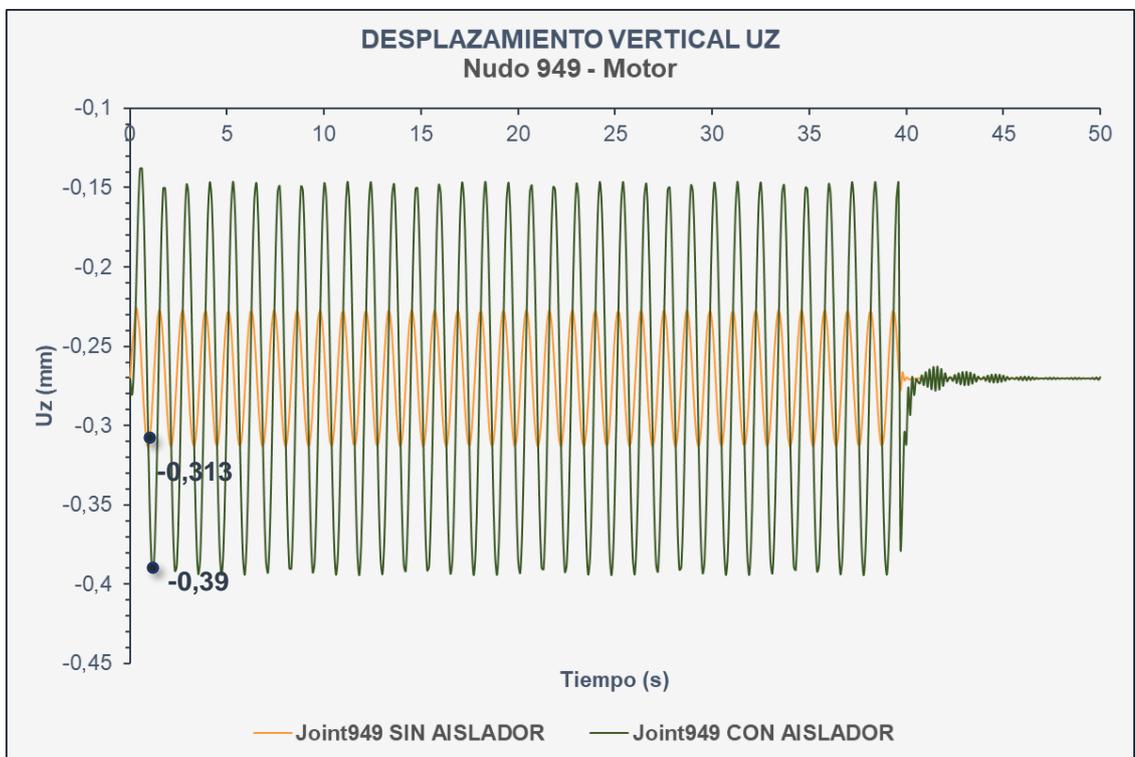
%Reducción de amplitud máxima= 54,18%



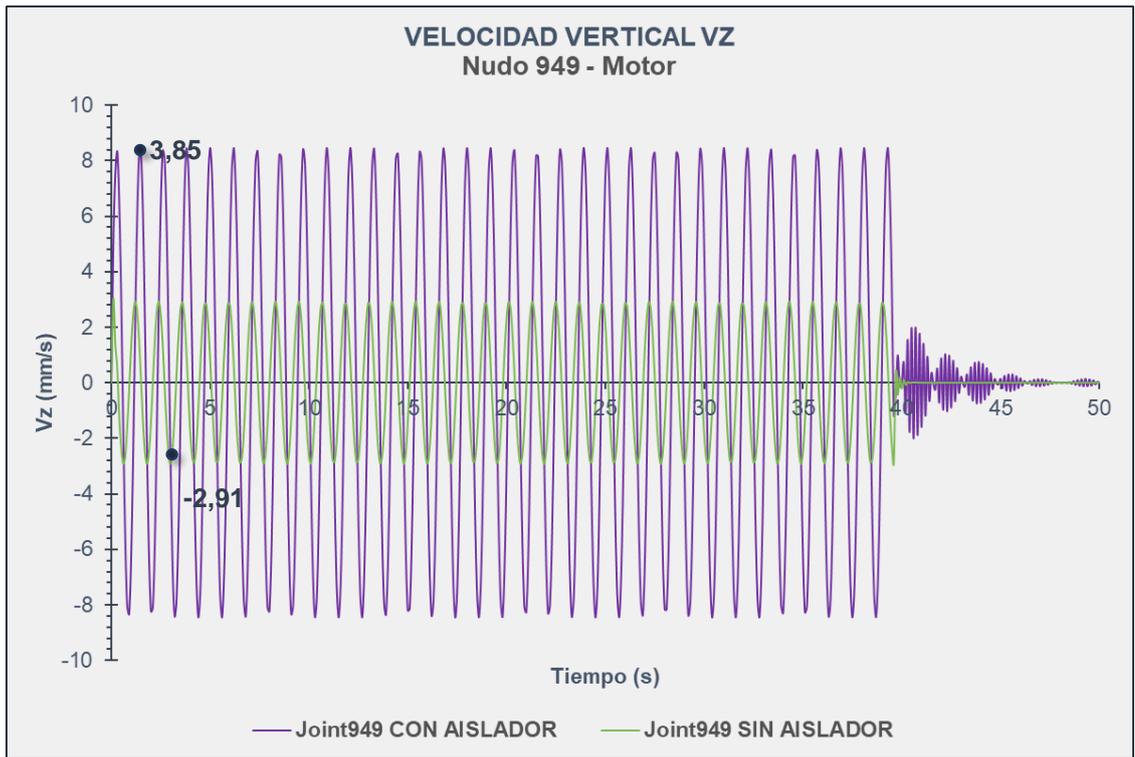
%Reducción de amplitud máxima= 53,45%



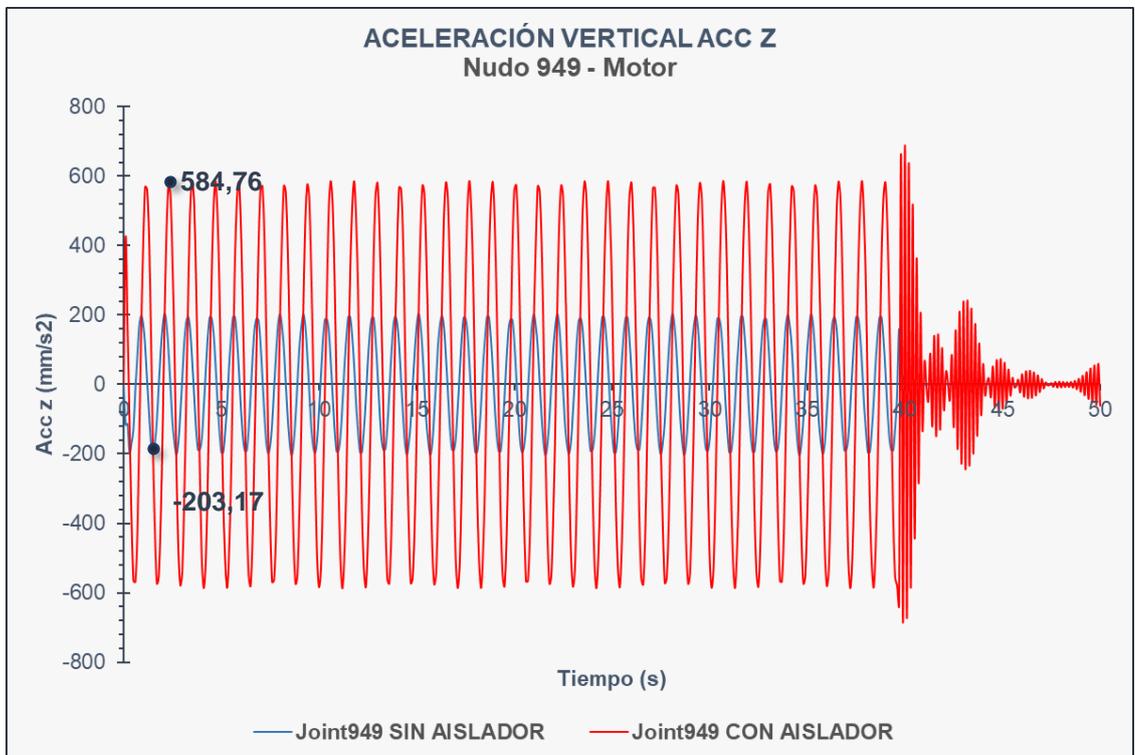
%Reducción de amplitud máxima= 54,11%



%Amplificación de amplitud máxima= 24,60%

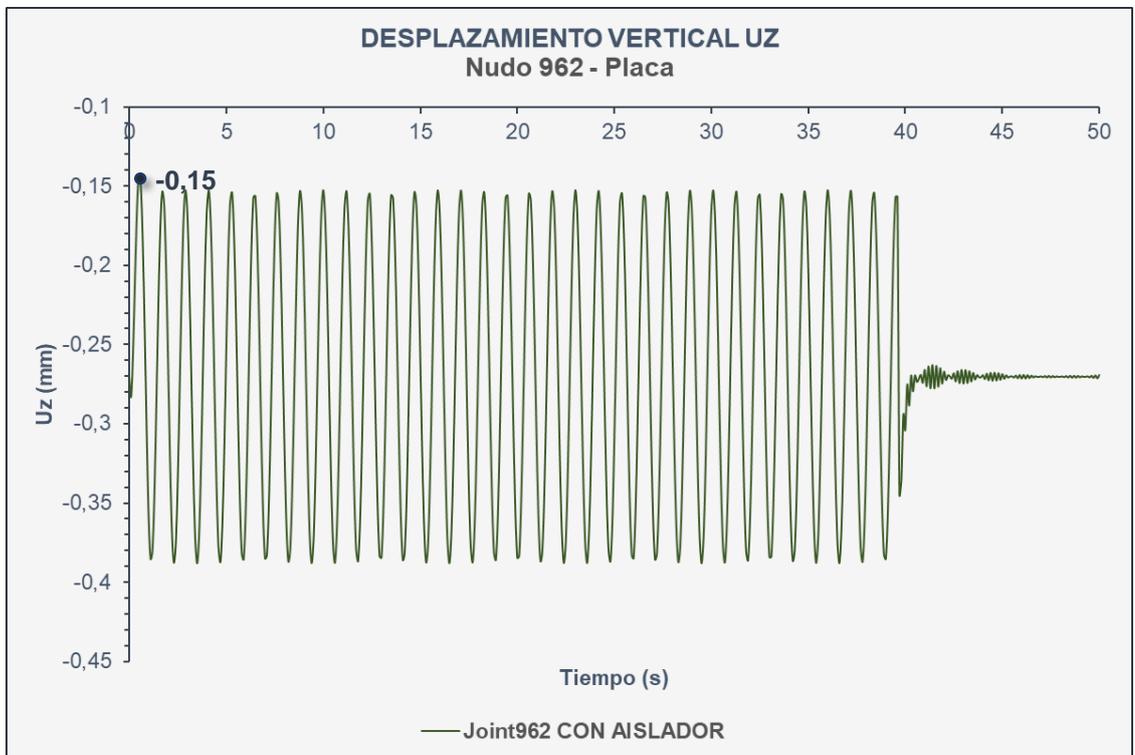
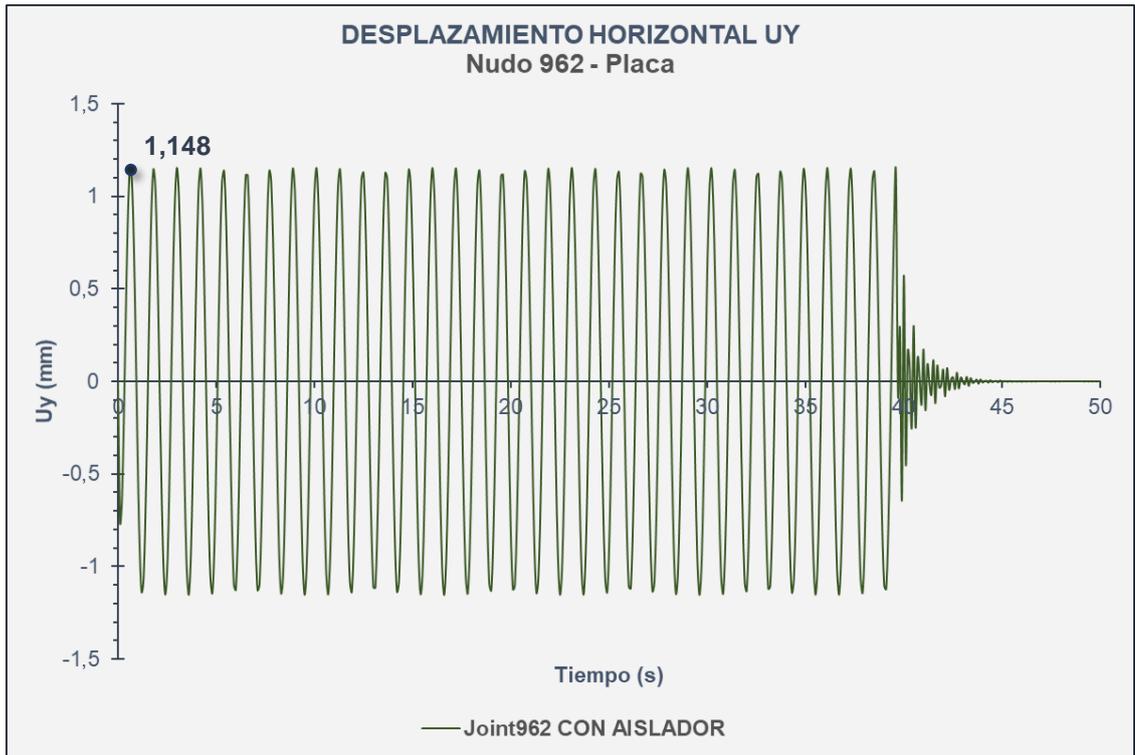


%Amplificación de amplitud máxima= 32,3%

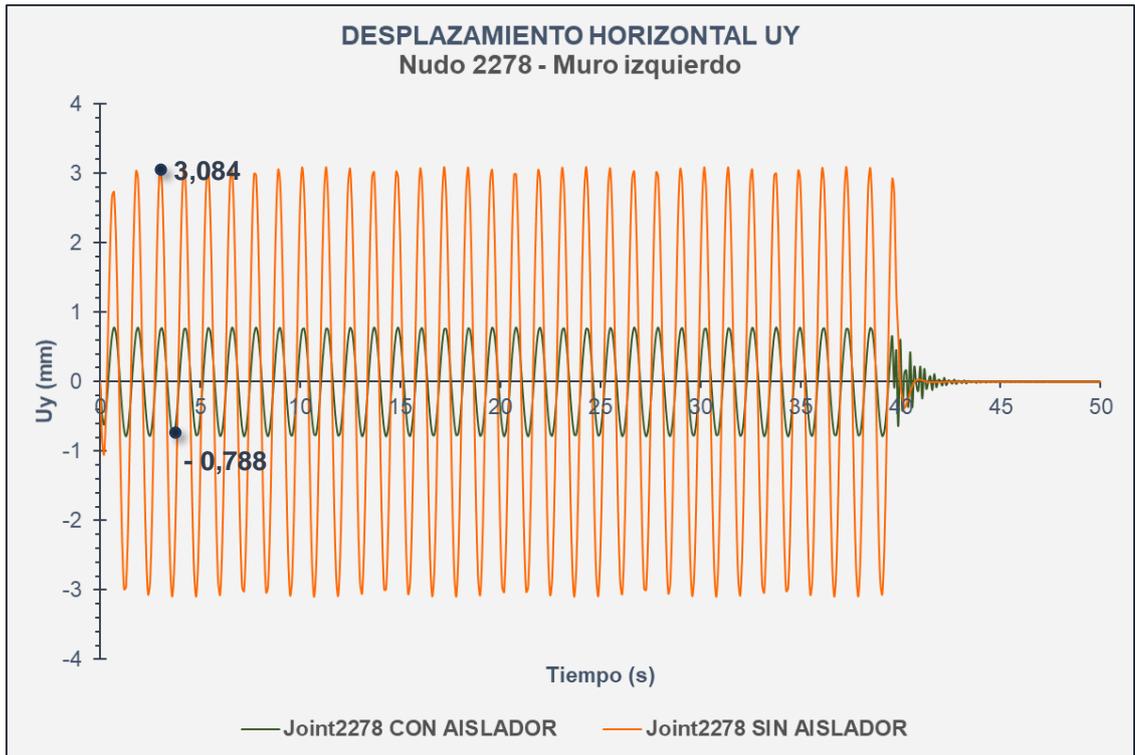


%Amplificación de amplitud máxima= 187,8%

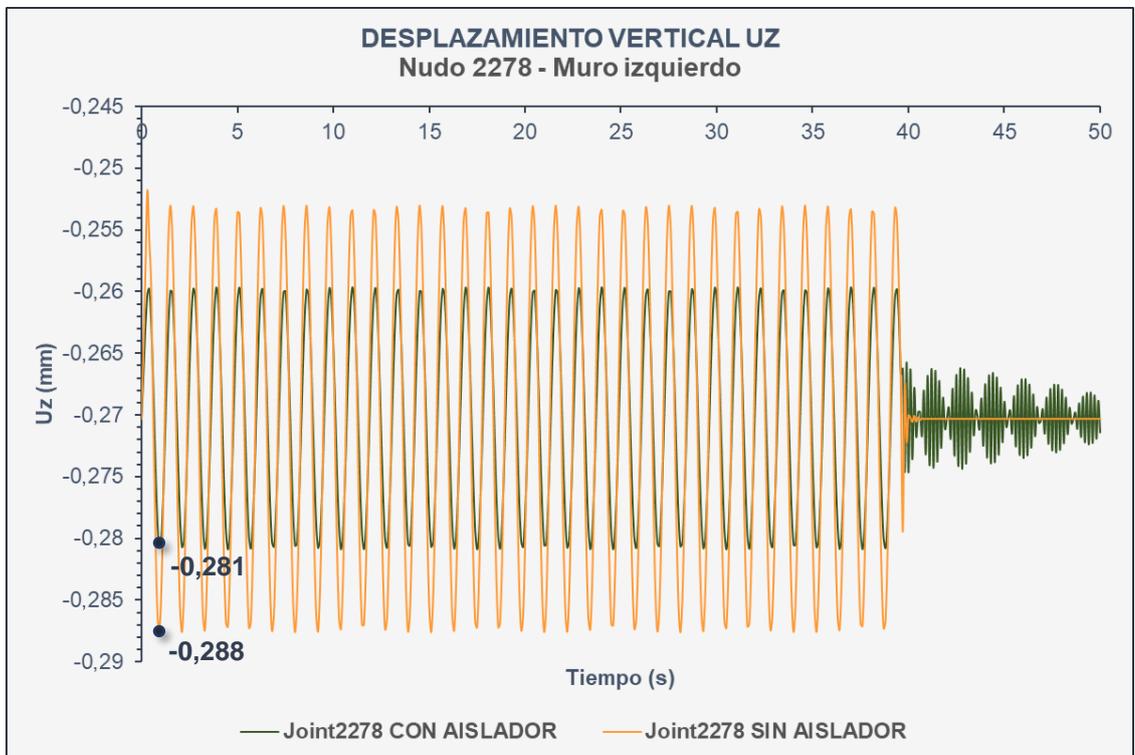
PLACA



MURO IZQUIERDO

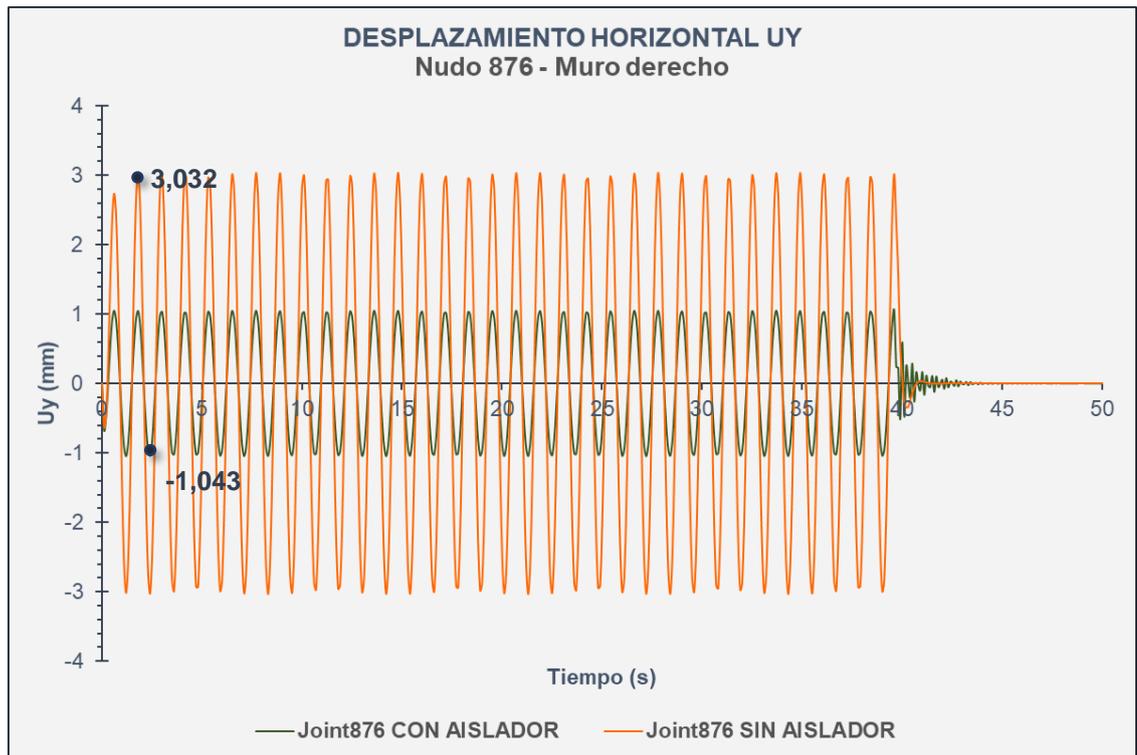


%Reducción de amplitud máxima= 74,45%

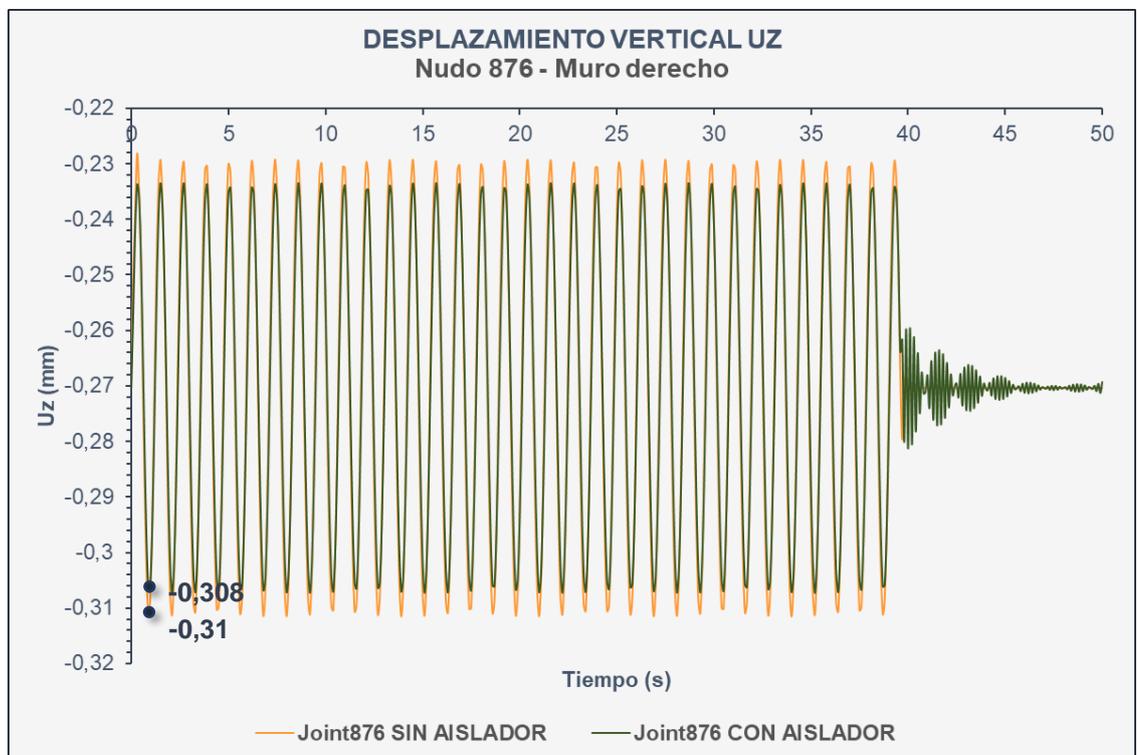


%Reducción de amplitud máxima= 2,43%

MURO DERECHO



%Reducción de amplitud máxima= 65,6%



%Reducción de amplitud máxima= 0,65%

COMENTARIOS

Se realizó un análisis de las respuestas dinámicas, a partir de los resultados obtenidos con el modelo matemático realizado en SAP2000, para los siguientes nodos:

- **Cimentación – Nudo 604:** nodo ubicado en la cara inferior de la cimentación en contacto directo con el suelo, en un punto medio del muro derecho.
- **Motor – Nudo 949:** se ubica en el centroide de la maquinaria.
- **Muro derecho – Nudo 876:** nodo ubicado en el punto medio (x y y) de la cara superior del muro derecho y se encuentra en contacto con la maquinaria cuando no se dispone de mecanismo de aislación de vibraciones, o está en contacto con los aisladores de neopreno cuando se incorpora el mecanismo de aislación. En el muro derecho se aplican los componentes de la fuerza de desbalanceo de la maquinaria rotatoria.
- **Muro izquierdo – Nudo 2278:** nodo ubicado en el punto medio (x y y) de la cara superior del muro izquierdo y se encuentra en contacto con la maquinaria cuando no se dispone de mecanismo de aislación de vibraciones, o está en contacto con los aisladores de neopreno cuando se incorpora el mecanismo de aislación.
- **Placa – Nudo 962:** la placa se ubica sobre la superficie superior de cada muro, apoyado sobre los aisladores. Este nodo se encuentra en un punto medio (x y y) de la placa. Sólo se encuentra modelada para el Caso II: Sistema con aisladores.

Como resultado se obtuvieron porcentajes de reducción de amplitud de las respuestas dinámicas más importantes para cada lugar del sistema, cuyos valores han sido anteriormente expuestos.

Se concluye que la reducción de la respuesta dinámica, en sus componentes x y y, ha sido notable con porcentajes que rondan valores del 70% por lo cual se considera que la eficiencia del aislador de neopreno ha sido satisfactoria.

Para el análisis del componente z de la respuesta dinámica, se obtuvo que existe amplificación al incorporar el aislador, cuyos valores son aproximadamente del 11%. Sin embargo, la componente vertical de movimiento no es significativa (por ejemplo, la aceleración vertical de la cimentación es el 21.26% de la aceleración horizontal).

CAPÍTULO 10

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

10.1 Conclusiones

En el caso teórico I sobre la vibración de un motor sometido a una fuerza sinusoidal con amortiguamiento se muestran gráficas del desplazamiento del sistema ante la vibración armónica sinusoidal con amortiguamiento viscoso equivalente del 2%. Se observó que el desplazamiento complementario $u_c(t)$, cuya respuesta depende de las propiedades del sistema, disminuye a medida que avanza el tiempo hasta que luego se hace despreciable. Esto conlleva a que el desplazamiento del sistema esté determinado por el desplazamiento particular $u_p(t)$, el cual depende de la fuerza de excitación producto de la operación de la máquina y se mantiene constante durante el tiempo.

En el caso teórico II se realizó un análisis comparativo de soportes con o sin aislamiento para diferentes relaciones de frecuencias donde se observó que, al implementar los aisladores de caucho, la amplitud de desplazamiento se redujo en un 61% en el estado estacionario y un 79.07% para la máxima amplitud absoluta de la respuesta con resortes de acero cuando la frecuencia de excitación y la frecuencia natural del sistema eran similares ($\frac{\omega}{\omega_n} = 0.9$). En cambio, para los otros escenarios donde la relación se encontraba en valores considerablemente bajos ($\frac{\omega}{\omega_n} = 0.3$) y altos ($\frac{\omega}{\omega_n} = 3$), los aisladores no influyeron en la reducción de la deformación.

Se concluye que, los aisladores son eficientes para disminuir la respuesta cuando la frecuencia natural de la vibración vertical del sistema y la frecuencia a la cual está funcionando la máquina son similares ($\omega \approx \omega_n$). Sin embargo, cuando las frecuencias del sistema y de la fuerza externa son diferentes no influyen en la reducción de la amplitud del movimiento ni de las fuerzas.

A partir de los resultados obtenidos en el análisis sobre la influencia de la aislación de bases en máquinas industriales rotatorias con dispositivos de neopreno, se puede verificar que redujo sustancialmente la respuesta dinámica del sistema (desplazamiento, velocidad y aceleración) en su componente horizontal, que es la dirección en la cual se producía la resonancia entre la frecuencia de operación del motor y el modo de vibración de la estructura.

La sencillez del principio del funcionamiento que gobierna el comportamiento de los aisladores de vibraciones y la disponibilidad del material de neopreno en el país, hacen factible su fabricación de manera local puesto que no requieren de un alto grado de industrialización, ni de una gran inversión. Esto impulsa a la incorporación de estos dispositivos en los edificios industriales.

Cabe recalcar que, en muchos entornos industriales, las vibraciones inducidas por la maquinaria pueden llegar a generar varios problemas como la reparación asociada con daños, mantenimiento o reemplazo, la provisión de medidas correctivas e inclusive la detención de varios procesos industriales. Estos problemas generan grandes pérdidas económicas, por lo que es necesario la adición de aisladores de bases como los dispositivos de neopreno.

10.2 Recomendaciones

Es necesario conocer la frecuencia natural del sistema y la frecuencia de la fuerza excitadora para determinar si el sistema entra en resonancia al producirse similitud entre ambas. De esta forma se aseguraría la eficiencia en la aplicación de los dispositivos de neopreno.

Se recomienda realizar un análisis de las respuestas dinámicas del sistema (desplazamiento, velocidad y aceleración) en las tres componentes, cuyos resultados son fundamentales para tener una idea de la percepción que tendrán las personas, cómo podría afectar estructuralmente, y asegurar un buen funcionamiento de la maquinaria.

A partir de este trabajo, se recomienda ensayar modelos físicos de los dispositivos de neopreno para contrastar con los resultados analíticos aquí obtenidos, cuyas respuestas experimentales servirán para ajustar la evaluación numérica de sus parámetros, calibrando así el comportamiento de los sistemas matemáticos modelados.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alegret Terrés, X. (2004). *Análisis de forjados metálicos a partir de ensayos dinámicos*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya. Departament d'Enginyeria de la Construcció.
- Arriagada Rosas, J. A. (2005). *Aislación Sísmica de un Edificio de Oficinas de Siete Pisos*. Valdivia: Universidad Austral de Chile.
- Bachmann, H., & Ammann, W. (1987). *Vibrations in structures - Induced by Man and Machines*. Zürich: Structural Engineering Documents No.3e, International Association for Bridge and Structural Engineering (IABSE).
- Baran. (1987). *Finite Element Analysis on Microcomputer*. USA: Mc Graw Hill.
- British Standards Institution. (1992). *Guide to Evaluation of Human Exposure to Vibration in Buildings (1Hz to 80 Hz)*. London: British Standards Institution.
- Chopra, A. K. (2012). *Dynamic of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering (4th edition)*. California: Prentice Hall.
- Correa Manosalvas, E. H. (2011). *Análisis de los Elementos Elastómeros utilizados en Aisladores y Neopreno*. Sangolquí: Escuela Politécnica del Ejército.
- CSI Spain - SAP2000. (19 de Febrero de 2019). *CSI Spain Computers and Structures INC*. Obtenido de <http://www.csiespana.com/software/2/sap2000>
- Frankovich, D. (s.f.). *The Basics of Vibration Isolation Using Elastomeric Materials*. Obtenido de Aearo Technologies LLC: <https://earglobal.com/media/9885/basicsvibrationisolationelastomericmaterials.pdf>
- García Reynoso, A. C., Lorandi Medina, A. P., Hernández Silva, J., Hermida Saba, G., & Ladrón de Guevara Durán, E. (2007). *Aplicación para*

equipos electrónicos móviles en apoyo a la práctica de balanceo de rotores rígidos en unos y dos planos. Veracruz: Revisto Iberoamericana para la Investigación y el Desarrollo Educativo.

INECO. (2018). *Anejo 12. Estudio Geotécnico para la Cimentación de Estructuras.* Madrid: Dirección General de Carreteras - Gobierno de España.

INEN 1165. (1986). *Caucho vulcanizado. Determinación de la resistencia a la tracción y del alargamiento porcentual.* Quito: Instituto de Normalización Ecuatoriana.

INEN 887. (1983). *Caucho. Determinación de la Dureza (Escala IRHD).* Quito: Instituto Ecuatoriano de Normalización.

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.

Mariscal Chuscano, R. (2013). *Constitución, Identificación y Función de las Partes del Motor Trifásico Jaula de Ardilla.* Girón.

Martinez Dibene, A. D. (2003). *Aportación Metodológica para el Diseño de Sistemas de Aislamiento de Base para Estructuras de Soporte de Maquinaria Rotatoria.* Nueva León: Universidad Autónoma de Nueva León.

Mundo Motor. (2017). *Termodinámica, La Ciencia de la Energía.* Obtenido de Mundo del Motor : <https://www.mundodelmotor.net/termodinamica/>

Palomino Marín, E. (1997). *La Medición y el Análisis de Vibraciones en el diagnóstico de Máquinas Rotatorias.* Cuba: Centro de Estudios de Innovación y Mantenimiento.

Peña Carrera, P. F. (12 de Febrero de 2019). *Cimentaciones de Maquinaria.* Obtenido de <http://www.adocac.mx/web/images/descargas/cimentacion-2.pdf>

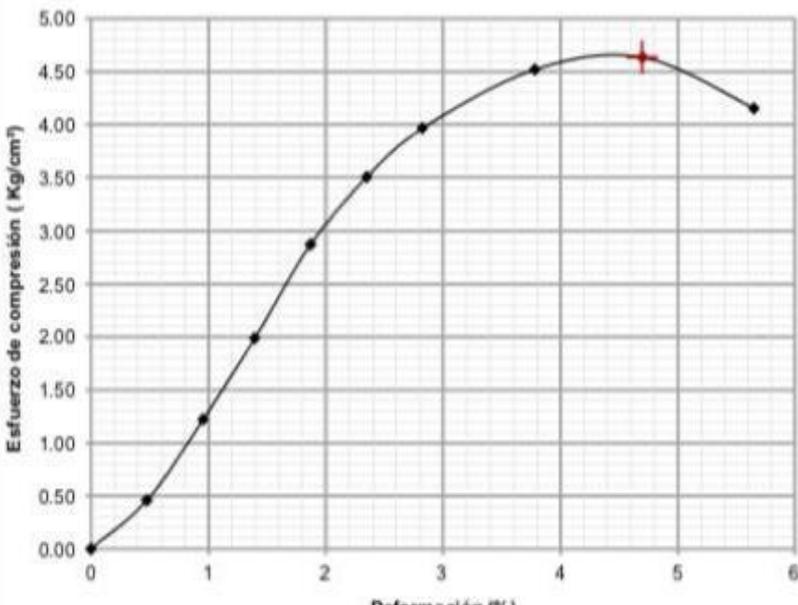
- Pintor Borobia, J. M. (s.f.). *Elementos de Máquinas y Vibraciones*. Pamplona: Universidad Pública de Navarra - Dpto. de Ingeniería Mecánica Energética y de Materiales.
- Ramos Choquehuanca, A. D. (2018). *Análisis y Diseño de una Clínica haciendo uso de Aisladores Sísmicos en su Base*. Arequipa: Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa.
- Saiful Islam, A., Jameel, M., Uddin, M., & Ishtiaq Ahmad, S. (2011). *Simplified design guidelines for seismic base isolation in multi-storey buildings for Bangladesh National Building Code (BNBC)*. Dhaka: Department of Civil Engineering BUET.
- Sánchez, A. (2014). *Análisis y Evaluación de la Aplicación de Disipadores Histerético de Fluencia para el Mejoramiento del Desempeño Sísmico de Estructuras de Hormigón Armado en la Ciudad de Guayaquil*. Guayaquil: Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.
- Srinivasulu, P., & Vaidyanathan, C. (1976). *Handbook of Machine Foundations*. Tata McGraw-Hill Education.
- Torres, F., Royo, J. A., & Rabanaque, G. (2000). Análisis de Vibraciones e Interpretación de Datos. *Mantenimiento: Ingeniería Industrial y de Edificios*, 39-48.
- Yang, T., Konstantinidis, D., & James, M. K. (2010). *The Influence of Isolator Hysteresis on Equipment Performance in Seismic*. Berkeley: Earthquake Engineering Research Institute.

BIBLIOGRAFÍA

- Chopra, A. K. (2012). *Dynamic of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering (4th edition)*. California: Prentice Hall.
- Martinez Dibene, A. D. (2003). *Aportación Metodológica para el Diseño de Sistemas de Aislamiento de Base para Estructuras de Soporte de Maquinaria Rotatoria*. Nueva León: Universidad Autónoma de Nueva León.
- Paz, M., & Leigh, W. (2004). *Structural Dynamics Theory and Computation Fifth Edition*. Massachusetts: Kluwer Academic Publishers.
- Pintor Borobia, J. M. (s.f.). *Elementos de Máquinas y Vibraciones*. Pamplona: Universidad Pública de Navarra - Dpto. de Ingeniería Mecánica Energética y de Materiales.
- Srinivasulu, P., & Vaidyanathan, C. (1976). *Handbook of Machine Foundations*. Tata McGraw-Hill Education.
- Timoshenko, S. (1937). *Vibration Problems in Engineering 2ed*. New York, USA: D. Nostrand Company, Inc.

ANEXOS

ESTUDIO DE SUELO

Sondeo No: <u>P1</u>		Muestra No: <u>7</u>		Profundidad: <u>6,50 - 7,00m</u>		Coordenadas: <u>673541.00 m E, 9755334.00 m N</u>	
Diámetro: <u>3.65 cm</u>		Altura: <u>7.46 cm</u>		Area (A ₀): <u>10.4634670 cm²</u>		Volumen: <u>78.0575 cm³</u>	
Carga		Deformación Vertical		1 - ε	Area Corregida $\frac{A_0}{1-\varepsilon}$	Esfuerzo de Compresión Kg/cm ²	NOTAS
DIAL LC-2 0.0001"	Kg	DIAL LC-8 0.001"	$\varepsilon = \frac{\Delta H}{H}$				
0.0000	0.000	0.000	0.00000	1.0000	10.463	0.000	Esquema de la rotura 
0.0030	4.824	0.014	0.00477	0.9952	10.514	0.459	
0.0090	12.936	0.028	0.00953	0.9905	10.564	1.225	
0.01500	21.048	0.041	0.01396	0.9860	10.612	1.984	
0.02210	30.648	0.055	0.01873	0.9813	10.663	2.874	
0.02720	37.543	0.069	0.02349	0.9765	10.715	3.504	
0.03100	42.680	0.083	0.02826	0.9717	10.768	3.964	
0.0358	49.170	0.111	0.03779	0.9622	10.874	4.522	
0.0371	50.928	0.138	0.04699	0.9530	10.979	4.638	
0.03350	46.060	0.166	0.05652	0.9435	11.090	4.153	
		0.191					Contenido Natural de humedad W = 178.13 W _D = 146.56 W _D = $\frac{146.56}{100}$ W _R = 24.51 W _w = 31.57 W _s = 122.05 $W = \frac{W_w}{W_s} \times 100$ W = 25.87 %
		0.220					
		0.248					
		0.276					
		0.331					
		0.386					
		0.414					
		0.441					
		0.496					
		0.551					
							Peso Unitario W = 153.62 grs V = 78.06 cm ³ $\gamma_h = \frac{W}{V} = 1968 \text{ Kg/m}^3$ $\gamma_s = \frac{\gamma_h}{1 + \frac{W}{100}} = 1564 \text{ Kg/m}^3$
Ensayado por : _____							
Calculado por : _____							
Verificado por : Ing.J.C.P							
Observaciones <u>qu = 4.64 Kg/cm²</u> <u>ε = 4.70 %</u> <u>Arcilla café</u> <u>de consistencia Muy dura</u>							



**Presidencia
de la República
del Ecuador**



**Plan Nacional
de Ciencia, Tecnología,
Innovación y Saberes**



SENESCYT

Secretaría Nacional de Educación Superior,
Ciencia, Tecnología e Innovación

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **Delgado Zhagui Erika Beatriz**, con C.C: # **(092390164-9)** autor/a del trabajo de titulación: **Desarrollo de dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones en bases de maquinaria rotatoria industrial** previo a la obtención del título de **Ingeniero Civil** en la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.

1.- Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las instituciones de educación superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de titulación para que sea integrado al Sistema Nacional de Información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.

2.- Autorizo a la SENESCYT a tener una copia del referido trabajo de titulación, con el propósito de generar un repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Guayaquil, **19 de marzo de 2019**

f. _____

Nombre: **Delgado Zhagui, Erika Beatriz**

C.C: **092390164-9**



REPOSITORIO NACIONAL EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA

FICHA DE REGISTRO DE TESIS/TRABAJO DE TITULACIÓN

TEMA Y SUBTEMA:	Desarrollo de dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones en bases de maquinaria rotatoria Industrial		
AUTOR(ES)	Erika Beatriz, Delgado Zhagui		
REVISOR(ES)/TUTOR(ES)	Ing. Xavier Federico, Casal Rodríguez, MSc		
INSTITUCIÓN:	Universidad Católica de Santiago de Guayaquil		
FACULTAD:	Ingeniería		
CARRERA:	Ingeniería Civil		
TITULO OBTENIDO:	Ingeniero Civil		
FECHA DE PUBLICACIÓN:	19 de marzo de 2019	No. DE PÁGINAS:	174
ÁREAS TEMÁTICAS:	Dinámica Estructural, Análisis Estructural, Mecánica de Sólidos		
PALABRAS CLAVES/ KEYWORDS:	Vibración, aislador, neopreno, cimentación, maquinaria, rotatoria, resonancia, análisis, diseño. / vibration, insulator, neoprene, foundation, machinery, rotary, resonance, analysis, design.		

RESUMEN/ABSTRACT (150-250 palabras):

Generalmente, los edificios industriales requieren del empleo de maquinaria rotatoria para llevar a cabo sus procesos de operación. Toda maquinaria genera vibraciones, las cuales deberán estar dentro de los límites permisibles para asegurar un óptimo funcionamiento del equipo, evitar daños estructurales en el sistema de soporte y que los operarios mantengan una sensación de seguridad en su trabajo.

Estos efectos indeseables pueden aparecer a causa del fenómeno de resonancia en el cual se dan lugar a grandes desplazamientos al amplificar de manera importante las vibraciones en el sistema. Este fenómeno ocurre cuando la frecuencia de excitación coincide con una de las frecuencias naturales del sistema. Por esta razón, se propone la implementación de dispositivos de neopreno como aislante entre la cimentación y la base de la maquinaria rotatoria, para disminuir la amplitud de vibración y la transmisión de las fuerzas de excitación.

Este trabajo de grado presenta el desarrollo de dispositivos de neopreno como mecanismo de aislación de vibraciones en bases de maquinaria rotatoria industrial, para lo cual se realizó una investigación del diseño y cálculo de propiedades del aislador. Además, se elaboró un modelo



matemático para realizar un análisis dinámico lineal historia tiempo del sistema con y sin aisladores de neopreno, cuyos resultados fueron comparados a fin de obtener un análisis de la respuesta dinámica del sistema en resonancia y de los beneficios de la incorporación de los aisladores.

ADJUNTO PDF:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO
CONTACTO CON AUTOR/ES:	Teléfono: +593-959044982	E-mail: erikadz95@hotmail.com
CONTACTO CON LA INSTITUCIÓN (COORDINADOR DEL PROCESO UTE):	Nombre: Clara Glas Cevallos	
	Teléfono: +593-4 -2206956	
	E-mail: clara.glas@cu.ucsg.edu.ec	
SECCIÓN PARA USO DE BIBLIOTECA		
Nº. DE REGISTRO (en base a datos):		
Nº. DE CLASIFICACIÓN:		
DIRECCIÓN URL (tesis en la web):		