

**ESTUDIO Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN UN BANCO DE FORMADORAS,
EN UNA SECADORA CENTRÍFUGA Y EN UNA MÁQUINA DE PINES DE LA
EMPRESA FANTAXIAS LTDA**

**JUAN JOSÉ TOVAR ANGEL
ALIRIO JOSÉ PERÉZ GÚZMAN**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTA DE INGENIERIA FISICO MECANICAS
INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2010

**ESTUDIO Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN UN BANCO DE FORMADORAS,
EN UNA SECADORA CENTRÍFUGA Y EN UNA MÁQUINA DE PINES DE LA
EMPRESA FANTAXIAS LTDA**

JUAN JOSÉ TOVAR ANGEL

ALIRIO JOSÉ PERÉZ GÚZMAN

**Trabajo de grado como requisito para optar por el título de ingeniero
mecánico**

Director:

Ing. JABID EDUARDO QUIROGA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTA DE INGENIERIA FISICO MECANICAS
INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

De Jehová es la tierra y su plenitud; El mundo, y los que en él habitan Salmos 24:1

Alirio José Pérez Guzmán

Dedicado a José Tovar y Delcy Ángel por su gran comprensión y apoyo. Sin su respaldo este sueño no hubiera podido materializarse. Gracias.

Juan José Tovar Ángel

AGRADECIMIENTOS

Lo doy gracias a Dios por esta oportunidad de permitirme estudiar esta carrera cuando para muchos parecía imposible.

Gracias a mis padres Alirio Pérez y Diodora Guzmán por su apoyo incondicional, que siempre estuvieron allí para fortalecerme y abrir mis ojos cuando se cerraban, mis hermanos Jorge y Natalia Pérez por sus palabras y consejos, y a mis amigos.

Y aquellas personas que me apoyaron en este proyecto, al personal de la empresa Pablo, Ignacio, Luis Eduardo. Y a mi compañero de proyecto José Tovar.

Alirio José Pérez Guzmán

Quiero expresar mi agradecimiento a todas las personas que estuvieron involucradas en este proceso y que de alguna forma contribuyeron con este trabajo.

A mis padres y hermanos por todos los consejos de vida aportados a lo largo de este camino, que aunque con espinas, me fue más fácil soportar con ellos.

A mi compañero de proyecto y a mis amigos por toda su colaboración y hermandad a lo largo de mi carrera.

A Mónica Rocha Carrascal por acompañarme en gran parte de este proceso.

Finalmente, agradezco al profesor Jabid Quiroga y a todo el personal de Fantaxias Ltda. por darnos esta oportunidad.

Juan José Tovar Ángel

TABLA DE CONTENIDO

1.	GENERALIDADES DE LA EMPRESA	20
1.1.	DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA	20
1.2.	DEPARTAMENTOS DE LA EMPRESA	23
2.	FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECANICAS	24
2.1.	PROBLEMAS COMUNES EN MÁQUINAS Y SUS ESPECTROS	25
2.2.	METODOS PARA DETERMINAR FRECUENCIAS NATURALES.....	27
2.2.1.	Vibración libre sin amortiguamiento	27
2.2.2.	Método de la energía.....	27
2.2.3.	Método de Rayleigh.....	29
2.3.	TEORIA DE AISLADORES DE VIBRACIONES	30
2.3.1.	Concepto de aisladores de vibración	30
2.3.2.	Propiedades del aislador	31
2.4.	AISLADORES ELASTOMÉRICOS.	33
2.4.1.	Falla por fatiga y fallas prematuras.....	34
2.4.2.	Tipos de carga.....	35
2.5.	FACTORES QUE AFECTAN LA SELECCIÓN.....	37
2.5.1.	Tipo de perturbación.....	37
2.5.2.	Dirección de la perturbación.....	37
2.5.3.	Respuesta admisible del sistema a la perturbación.....	37
2.5.4.	Localización y espacio disponible para el aislador	38
2.5.5.	Peso y centro de gravedad del equipo soportado	39
2.5.6.	Espacio disponible para el movimiento del equipo.....	40
2.5.7.	Medio ambiente	40
2.6.	COMO SELECCIONAR UN AISLADOR	41
2.6.1.	Paso 1	41
2.6.2.	Paso 2.....	41
2.6.3.	Paso 3.....	42
2.6.4.	Paso 4.....	42

2.6.5. Paso 5.....	42
2.6.6. Paso 6.....	42
2.6.7. Paso 7.....	42
2.6.8. Paso 8l.....	43
2.6.9. Paso 9.....	43
3. MODELADO DE MECANISMOS EN LAS MAQUINAS.....	45
3.1. BANCO DE FORMADORA.....	45
3.1.1. Mecanismo leva-balancín.....	46
3.1.2. Mecanismo biela manivela.....	56
3.2. SECADORA CENTRIFUGA.....	66
3.2.1. Análisis dinámico de secadora centrífuga.....	66
3.2.2. Frecuencia Natural y modos de vibración.....	82
3.3. MÁQUINA DE PINES.....	84
3.3.1. Análisis cinemático y Dinámico.....	86
3.3.2. Frecuencias naturales y modos de vibración.....	89
4. MEDICION DE VIBRACIONES EN FANTAXIAS LTDA.....	92
4.1. PUNTOS EN LAS MAQUINAS PARA MEDICION.....	92
4.1.1. Banco de formadora.....	92
4.1.2. Puntos en ventiladores.....	93
4.1.3. Secadora Centrifuga.....	94
4.1.4. Maquina de Pines.....	94
4.2. DIFICULTADES LA HORA DE TOMAR LAS MEDIDAS.....	95
5. OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE LOS ESPECTROS.....	96
5.1. LÍMITES Y ESTÁNDAR DE VIBRACIÓN.....	96
5.1.1. Norma ISO 2372.....	96
5.2. PRIMERA MEDICIÓN.....	99
5.3. SEGUNDA MEDICIÓN.....	107
5.3.1. Secadora centrífuga A.....	108
5.3.3. Máquina de pines.....	110
5.3.4. Banco de formadoras.....	110

6.	RECOMENDACIONES Y SELECCIÓN DE AISLADORES	115
6.1.	RECOMENDACIONES.	115
6.2.	SELECCIÓN DE AISLADORES.	118
6.2.1.	Secadora centrífuga	118
6.2.2.	Formadora.	127
6.3.	RESULTADOS DEL AISLAMIENTO.	128
6.3.1.	Resultados del aislamiento de la secadora centrífuga	128
6.3.2.	Resultados del aislamiento en el banco de formadora.	130
6.4.	NUEVO CALCULO DE AISLADORES	133
6.4.1.	Secadora centrífuga	133
6.4.2.	Banco de formadoras.	136
	CONCLUSIONES	139
	BIBLIOGRAFIA	140

LISTA DE FIGURAS

Figuras 1.Productos ofrecidos por Fantaxias Ltda.	21
Figuras 2.Ventas de Fantaxias los últimos años	22
Figuras 3.Representación en dominio de tiempo y de frecuencia y su relación	24
Figuras 4.Sistema equipo aislador y su fundación	30
Figura 5.Transmisibilidad de amortiguamiento viscoso conectado rígidamente	32
Figura 6.Típicos aisladores elastoméricos (A) Para montaje de maquinaria. (B) Aisladores de motores marinos. (C) Aislador de pedestal. (D) De plato. (E) Aislador de propósito general. (F) Aislador cilíndrico.	34
Figura 7. Tipos de cargas en elastómeros	36
Figura 8.Centro de masa en aislamiento de vibraciones	39
Figura 9. Relación de frecuencias requerido para una eficiencia dada	41
Figura 10. Determinación de frecuencia natural	44
Figura 11. Banco de formadoras	45
Figura 12. Mecanismo en la celda de formadora	46
Figura 13. Mecanismo balancín-resorte-leva	47
Figura 14. Análisis del mecanismo balancín-resorte-leva	47
Figura 15. Sistema equivalente de leva seguidor	48
Figura 16. Diagrama cuerpo libre leva-seguidor	49
Figura 17. Comparación de curva real con teórica para la primera subida del perfil. (a) armónica. (b) cicloidal	50
Figura 18. Comparación de curva real con teórica para la segunda subida del perfil. (a) armónica. (b) cicloidal	50
Figura 19. Perfil de la leva de cara	51
Figura 20. Sistema de balancín esquemático	52
Figura 21. Fuerza vertical en la leva.	54
Figura 22. Fuerza en la leva a medida que se recorre el perfil	55
Figura 23. Fuerza en uno de los resortes	56
Figura 24. Mecanismo biela-manivela	57
Figura 25. Grafica de comparación de desplazamiento del punzón	62
Figura 26. Comparación de las fuerzas de inercia sobre las partes móviles en el eje x	62
Figura 27 .Comparación de las fuerzas de inercia sobre las partes móviles en el eje y	63
Figura 28. Comparación de las fuerzas de la biela sobre el pasador de la manivela en el eje x	63
Figura 29. Comparación de las fuerzas de la biela sobre el pasador de la manivela en el eje y	64
Figura 30. Comparación del momento torsor o el par de sacudimiento	64
Figura 31. Modos de vibración de formadora	65
Figura 32. Modelo de secadora centrífuga	66
Figura 33. Esquema para estudio de sistema desbalanceado	68
Figura 34. Soportes de secadora centrífuga en Fantaxias Ltda	68
Figura 35. Gráficos de respuestas de un sistema forzado con amortiguamiento	69
Figura 36. Modelo de carga simplificado de una secadora centrífuga	71

Figura 37. Fuerza (N) Vs tiempo (s) en el cojinete a) $m=0.1\text{Kg}$. b) $M=0.3\text{ Kg}$. c) $m=0.5\text{ Kg}$. d) $m=1\text{Kg}$	72
Figura 38. Fuerza (N) Vs tiempo (s) en el cojinete a) $m=0.1\text{Kg}$. b) $M=0.3\text{ Kg}$. c) $m=0.5\text{ Kg}$. d) $m=1\text{Kg}$	73
Figura 39. Fuerza (N) Vs tiempo (s) en el cojinete en la dirección vertical.	74
Figura 40. Modelo en SolidWorks para análisis (con vista de corte).	74
Figura 41. Modelo para estudio analítico de secadora centrífuga	75
Figura 42. Variables independientes del modelo	75
Figura 43. Distribución de masas en plano X-Y de secadora centrífuga	79
Figura 44. Valor de ángulo (rad) y desplazamiento vertical (m). a) $m= 0.1\text{Kg}$. b) $m=0.3\text{ Kg}$. c) $m=0.5\text{ Kg}$. d) $m=1\text{ Kg}$	81
Figura 45. Modelo en SolidWorks	82
Figura 46. Desplazamiento vertical de la bancada de la máquina	82
Figura 47. Modos de vibración para secadora centrífuga	84
Figura 48. Máquina de pines y su modelado en SolidWorks	85
Figura 49. Mecanismos presentes en la máquina de pines	85
Figura 50. Secuencia de mecanismos en máquina de pines	87
Figura 51. Gráficas en X de los mecanismo 1 y 3	87
Figura 52. Gráfica en el eje y de los mecanismo 1 y 3	88
Figura 53. Gráficas de fuerza del Mecanismo 2	88
Figura 54. Gráficas de fuerza del mecanismo 4	89
Figura 55. Modos de vibración de la máquina de pines	90
Figura 56. Puntos en el caballete	92
Figura 57. Puntos en la celda de formadora	93
Figura 58. Puntos sobre el ventilador	93
Figura 59. Puntos sobre la secadora centrífuga.	94
Figura 60. Puntos en la máquinas de pines para medición	95
Figura 61. Clasificación de las máquinas según norma ISO 2372	98
Figura 62. Vibración en correas	107
Figura 63. Vibración de un punto de la correa iluminado con luz estroboscópica.	108
Figura 64. Medición de Secadora A con motor encendido y apagado	109
Figura 65. Espectro en formadora sólo con cigüeñal acoplado	110
Figura 66. Espectro de formadora con cigüeñal y mecanismo de leva seguidor	111
Figura 67. Espectro de formadora mecanismos de manivela-biela-corredera y leva-seguidor acoplados	111
Figura 68. Espectro de formadora con todos sus mecanismos acoplados	112
Figura 69. Rodamiento 4: (a) Espectro inicial de prueba. (b) espectro tomado 1 mes después del mismo rodamiento.	113
Figura 70. Rodamiento 8. (a) Espectro inicial de prueba. (b) Espectro tomado 1 mes después del mismo rodamiento.	113
Figura 71. (a) Esquema de secadora centrífuga. (b) esquema de secadora centrífuga modificada. (c) Vista separada.	115
Figura 72. Aislador cilíndrico	119
Figura 73. Comportamiento de diferentes cauchos a tensión	120

Figura 74. Compresión de caucho	121
Figura 75. Modelo de aislador de caucho con sus dimensiones	123
Figura 76. Modelo de aislador de caucho a cortante	125
Figura 77. Espectro en chumacera y en pata (horizontalmente)	129
Figura 78. Espectro obtenido en la parte inferior y superior del aislador	129
Figura 79. Espectro obtenido en la pata y en el suelo de la secadora	130
Figura 80. (a)Espectro de formadora sin aislamiento.(b)Espectro con aislamiento.	131
Figuras 81.(a) Espectro vibración en el aislador. (b) Espectro de vibración de la formadora apagada.	132
Figuras 82.Espectro de rodamiento	132
Figura 83. Diagrama de cuerpo libre de secadora centrífuga	133
Figura 84. Diagrama de cuerpo libre de la formadora	136

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.Principales problemas de maquinas y sus características	25
Tabla 2. Amortiguamiento para materiales de ingeniería.....	33
Tabla 3. Frecuencias naturales para la formadora centrífuga	65
Tabla 4. Parámetros de cálculo para varias condiciones en secadora.....	71
Tabla 5. Frecuencias naturales de la estructura de secadora centrífuga	83
Tabla 6. Primeras seis frecuencias naturales de la máquina de pines	90
Tabla 7. Análisis de los espectros tomado a cada máquina.....	99
Tabla 8.Propiedades de algunos cauchos.....	124

RESUMEN

TITULO^{*}

ESTUDIO Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN UN BANCO DE FORMADORAS, EN UNA SECADORA CENTRÍFUGA Y EN UNA MÁQUINA DE PINES DE LA EMPRESA FANTAXIAS LTDA

AUTORES^{**}

JUAN JOSE TOVAR ANGEL

ALIRIO JOSE PEREZ GUZMAN

PALABRAS CLAVES

VIBRACIONES, MODELAMIENTO, AISLADORES, MECANISMO MANIVELA BIELA CORREDERA.

DESCRIPCION

Las vibraciones que se vienen presentando en algunas de las máquinas de la empresa Fantaxias Ltda., han llegado al punto de tenerlas en cuenta como un posible riesgo debido a los altos movimientos que generan estas en las estructuras de la planta, y aun mayor riesgo que algunas de estas se encuentran en un segundo piso generando la vibración de la placa.

El estudio en este trabajo de estas tres máquinas principales en la línea de procesos (secadora centrífuga, banco de formadoras y una máquina de pines), se ha llevado a cabo mediante una metodología sencilla, que contiene: un modelamiento de las máquinas a nivel matemático y simulación en el software SolidWorks logrando una comprensión de la forma de trabajo de cada una de estas, un toma de espectros y sus respectivos análisis registrando los principales problemas encontrados, rediseños de las máquinas para la disminución de vibraciones y un mejor y fácil mantenimiento y como último el aislamiento de máquinas de muestra (secadora centrífuga y una celda del banco de formadora), debido a que las otras máquinas poseen el mismo diseño y modo de operación.

El estudio y análisis se realizó mediante un método sencillo y fácil de entender, aplicable al estudio de cualquier máquina rotativa, donde es posible la aplicación de la norma ISO 2372, y la rápida obtención de resultados favorables para los problemas que la gran mayoría de las empresas de hoy tienen.

* Proyecto de Grado para optar al título de ingeniero mecánico

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela Ingeniería mecánica

Director: Ing. Jabid Eduardo Quiroga

Codirector: Msc Luz Yolanda Vargas Fiallo

ABSTRACT

TITLE*

STUDY AND ANALYSIS OF VIBRATIONS IN A BANK OF FORMING IN A CENTRIFUGAL DRYER AND A MACHINE OF PINES FANTAXIAS ENTERPRISE LTD

AUTHORS**

JUAN JOSE TOVAR ANGEL

ALIRIO JOSE PEREZ GUZMAN

KEYWORDS

VIBRATION, MODEL, ISOLATORS, CRANK HANDLE SLIDING MECHANISM.

DESCRIPTION

The vibrations have been presented in some of the Fantaxias Company Ltd machines, have reached the point of taking them into account as a potential high risk due to movements generated by these structures in the plant, and even greater risk some of these are on the second floor causing the vibration of the plate.

The study in this work of these three main engines on line processes (centrifugal dryer, and a bank of forming and machine of pins) was carried out using a simple methodology, which contains: a model of mathematical level machines and simulation in SolidWorks software to develop an understanding of the working methods of each of these, a taking of spectra and their analysis by recording the main problems, redesign of equipment for reducing vibration and a better and easier maintenance and isolation as the last sample machine (centrifugal dryer and forming cell bank), because the other machines have the same design and operating mode.

The study and analysis was done using a simple method and easy to understand, applicable to the study of any rotating machine, where it is possible to implement ISO 2372, and rapid obtaining favorable results for the problems that the vast majority of companies today have.

*

Project of Degree to choose to the title of Mechanical Engineers

** Faculty of Physicomechanical Engineerings. School mechanical Engineering

Director: Ing. Jabid Eduardo Quiroga

INTRODUCCION

El análisis de vibraciones en los actuales días constituye una herramienta de gran importancia cuando de mantenimiento predictivo se trata, junto a otros sistemas de predicción como la termografía, análisis de aceite etc., permite realizar un diagnóstico del estado de la máquina.

El siguiente trabajo se ha enfocado en el análisis de vibraciones a tres diferentes máquinas en la empresa Fantaxias Ltda., las que operan en formas totalmente diferentes (la secadora centrifuga, un banco de formadoras y la máquina de pines), con el propósito de estudiar las causas de las vibraciones presentes, logrando diagnosticar su estado y aislar aquellas máquinas cuyas vibraciones representan un riesgo para los trabajadores.

En la realización de este proyecto se siguió una metodología contemplada en 6 etapas correspondientes a los 6 capítulos del libro:

El primer capítulo contiene una breve descripción de la empresa Fantaxias Ltda donde se ha llevado a cabo la realización de este trabajo.

El segundo capítulo hace un resumen de las vibraciones y los principales fallos encontrados en las máquinas; así como también da información de los aisladores, características importantes y los pasos para seleccionarlos.

El tercer capítulo se enfoca al estudio cinemático y dinámico de las diferentes máquinas, se halla el modelo matemático y se hace las simulaciones pertinentes en el software SolidWorks.

El cuarto capítulo contiene los puntos sobre las maquinas en donde se tomó el registro de datos de vibraciones mediante el analizador de vibraciones de la universidad.

En el quinto capítulo se hace el diagnóstico mediante los espectros obtenidos en las mediciones y se realiza una segunda medición para aclarar las fallas encontradas que son confusas en el primer diagnóstico.

El sexto capítulo contiene la información sobre el diseño del aislamiento que se ha colocado a las máquinas, paso a paso de cómo se ha hecho, los resultados obtenidos haciendo una comparación de estado antes-después y las correcciones hechas según el comportamiento de las máquinas.

1. GENERALIDADES DE LA EMPRESA

1.1. DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA

En Fantaxias se cuenta con tres líneas de productos:

- Hebillas y Herrajes para la industria del cuero y la confección. Esta ha sido su principal línea de productos, con la cual se ha posicionado en el mercado nacional e internacional. Esta línea cuenta con catorce años de experiencia acumulada.
- Regalos empresariales y pequeños detalles. Con esta línea se lleva cuatro años de trabajo organizado para penetrar el mercado de este tipo de productos, es una de sus mayores esperanzas de desarrollo.
- Herrajes para ferretería. En esta línea se está incursionando hasta este año y con la experiencia que se cuenta en la producción de artículos metálicos, se espera poder entrar a participar con una buena parte de este mercado a nivel nacional e internacional.

Estos productos se venden en todo el territorio nacional y se ha exportado a países como México, Guatemala, Honduras, Costa Rica, Venezuela, Ecuador, Chile y Puerto Rico.

A nivel de líneas de producción se cuenta con dos grandes líneas:

- Línea de fundición. En esta línea se trabaja con dos sistemas de producción. La fundición por centrifugación y la fundición por inyección; en la dos se trabaja con una aleación llamada Zamac. La fundición por centrifugación constituye el fuerte de la empresa y el que representa el mayor porcentaje de las ventas. La inyección es un sistema que le ha permitido a Fantaxias obtener grandes producciones de un mismo modelo con calidades superiores a la centrifugación. Su limitante es el alto costos de fabricación de moldes y el tiempo en fabricarlos.

- Línea de troquelaría. En la cual se procesa hierro ya sea como alambre o lámina en diferentes calibres. Esta línea de producción es la que más desarrollo ha tenido en los últimos dos años, en esta se cuenta con personas de gran experiencia que han permitido conformar una oferta de productos de calidad y precios muy atractivos en el mercado nacional e internacional.

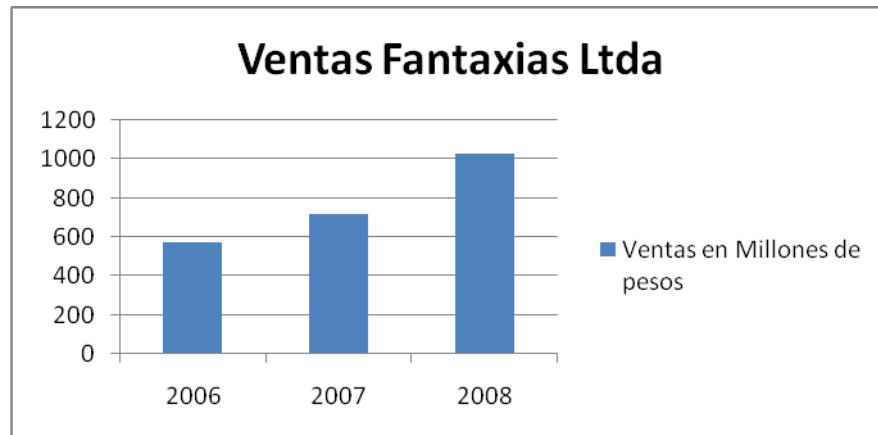
Figuras 1.Productos ofrecidos por Fantaxias Ltda.



Fuente: Fantaxias Ltda.

El patrimonio en Fantaxias ha ascendido a aproximadamente \$1.300'000.000 teniendo un crecimiento muy favorable los últimos 3 años.

Figuras 2. Ventas de Fantaxias los últimos años



Fuente: Fantaxias Ltda.

Fantaxias cuenta, para desarrollar su actividad, con los siguientes equipos:

- ✓ Un banco de formadoras. Compuesta por 32 formadoras y dos sopladores, en este equipo se realizan los ojetes para calzado.
- ✓ Doce satinadoras de dos platos.
- ✓ Diez Taladros.
- ✓ Dos tornos automáticos.
- ✓ Cuatro máquinas de pines.
- ✓ Cuatro dosificadores de pintura.
- ✓ Una de pintura electrostática.
- ✓ Tres vibradores.
- ✓ Una laminadora.
- ✓ Dos secadoras centrífugas.

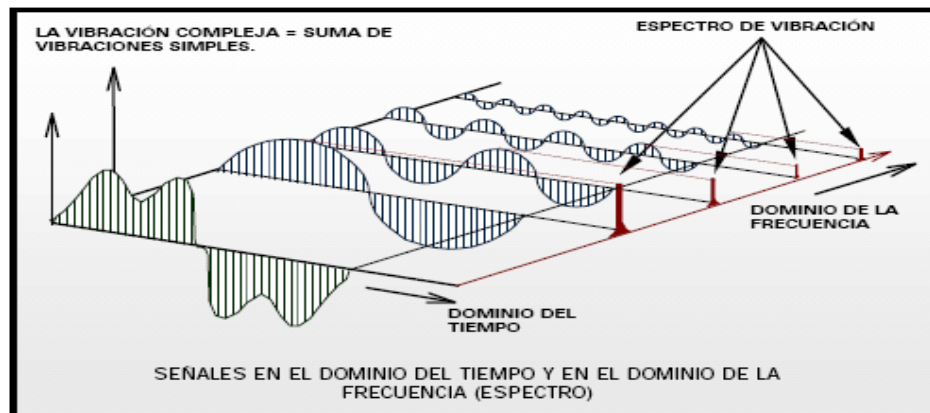
1.2. DEPARTAMENTOS DE LA EMPRESA

1. Producción: El cual está encargado de optimizar la producción y velar por entregar productos de calidad, ellos mantienen la custodia de los equipos mientras están operando, son los encargados de brindarles la atención básica, como lubricación, revisión de niveles de aceite, etc.
2. Ingeniería: Son los encargados de hacer la gestión ingenieril, desde este departamento se coordina la intervención de los equipos, se realizan las modificaciones de diseño que correspondan y se planea la periodicidad de intervención del mantenimiento preventivo.
3. Mantenimiento: Son los encargados de realizar las intervenciones de mantenimiento, realizar los mantenimientos programados y realizar los mantenimientos correctivos y de emergencia en la planta.
4. Departamento de despachos o almacén: Son los encargados de realizar los suministros e insumos que requiere la empresa no solo de producción, sino de mantenimiento. Se encargan de mantener un stock mínimo que permita un óptimo desempeño de las labores de mantenimiento.

2. FUNDAMENTOS DE VIBRACIONES MECANICAS

El análisis de vibraciones consiste en saber, ya sea por medio de modelos o mediciones, el comportamiento vibratorio de una máquina. Muchos de los problemas presentes en máquinas dan por resultado movimientos o comportamientos dinámicos característicos, el modelado de los equipos puede arrojar pistas de esos comportamientos, sin embargo, algunos de los problemas son tan complicados modelarlos que se hace necesario realizar mediciones con acelerómetros y capturar la señal en el dominio de tiempo, esta señal es tratada con técnicas matemáticas, como la transformada de Fourier, para convertirla en un dominio de frecuencia en el cual los problemas de las máquinas pueden ser analizados.

Figuras 3. Representación en dominio de tiempo y de frecuencia y su relación



Fuente. GARCÍA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Módulo I. Bucaramanga, 2001.

Este análisis se fundamenta en que cualquier señal periódica en el tiempo se puede descomponer, en muchos casos, en varias señales de senos y cosenos en el tiempo a frecuencias múltiplos de la señal principal.

2.1. PROBLEMAS COMUNES EN MÁQUINAS Y SUS ESPECTROS

En esta parte se pretende dar algunos espectros característicos de fallas en maquinaria, se presenta un resumen en forma tabulada.

Tabla 1.Principales problemas de maquinas y sus características

PROBLEMA	CARACTERISTICAS	ESPECTRO
Desbalanceo en un plano	Rotores delgados con desgaste no uniforme.	Picos presentes en 1X.
Desbalanceo dinámico	Rotores largos con desgaste no uniforme radiales y axiales.	Picos presentes en 1X.
Rotor Colgante	Rotores en extremos de ejes con desgaste o eje doblado.	Picos presentes en 1X tanto radial como axial.
Pandeo de eje	Se presenta en ejes largos sometidos a esfuerzos.	Presenta picos en 1X, si el pandeo es central y en 2X con pandeo cerca del soporte.
Desalineamiento angular	Presente cuando el eje del motor no es paralelo	Presenta picos 1X, 2X y 3X. Con desfase de 180°

	con el de la máquina.	a través del acople.
Desalineamiento paralelo	Presente cuando los ejes del motor y máquina son paralelos y no colineales.	Presenta picos en 1X y 2X radiales con desfase de 180° a través de acople.
Desalineamiento de rodamiento	Cuando hay mal montaje del rodamiento.	Presenta picos en 1X, 2X, 3X, con predominio en 2X axial.
Soltura mecánica	Presente donde hay excesivas holguras y aflojamiento de piezas.	Presenta picos en 1X y sus armónicos y sub armónicos.
Daños en rodamientos	Debido a desgaste, o picaduras microscópicas en sus elementos.	Presenta picos en las frecuencias de fallas de sus elementos, BPFO, BPF1, etc.
Vibraciones por correas	Se presenta por desgaste de correas o desalineamiento de poleas.	Presenta picos a la frecuencia de correa.
Vibraciones en engranes	Se presenta por defectos en los dientes o desgastes.	Se encuentran picos a frecuencias igual al número de dientes por la frecuencia de giro.

2.2. METODOS PARA DETERMINAR FRECUENCIAS NATURALES

2.2.1. Vibración libre sin amortiguamiento. Es la vibración de un sistema en la cual no interactúan fuerzas externas, se puede modelar como una masa suspendida en un resorte. Las fuerzas sobre la masa son el peso y la fuerza de resorte. Este es un sistema de un grado de libertad si sólo se deja oscilar en la dirección vertical. La solución que rige este movimiento es:

$$x = A * \text{sen}(\omega n) + B \text{cos}(\omega n) \quad (2.1)$$

Donde A y B lo dan las condiciones iniciales, ω_n es la frecuencia natural circular dada por.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

De aquí se puede extraer la frecuencia natural.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

Estas ecuaciones surgieron de la solución de la ecuación de la segunda ley de Newton sobre la masa. Existen otras formas que se pueden utilizar para determinar la frecuencia natural cuando la solución de estas ecuaciones no es muy fácil.

2.2.2 Método de la energía. En un sistema conservativo la energía total es constante y la ecuación diferencial de movimiento puede establecerse también utilizando el principio de conservación de energía. Para las vibraciones libres de un sistema sin amortiguamiento, la energía es en parte cinética, y en parte, potencial. La energía cinética T es almacenada en la masa en virtud de la velocidad mientras que, la energía potencial U es

almacenada en forma de energía elástica de deformación o de trabajo realizado en un campo de fuerza tal como el gravitacional. Como la energía total se mantiene constante, se puede expresar.

$$T+U= \text{constante} \quad (2.4)$$

Por el principio de conservación podemos escribir.

$$T_1 + U_1 = T_2 + U_2 \quad (2.5)$$

En donde 1 y 2 representan dos instantes de tiempo. Sea 1 el instante en que la masa está pasando por su posición de equilibrio estático y sea $U_1 = 0$ el nivel de referencia para la energía potencial. Sea 2 el instante correspondiente al máximo desplazamiento de la masa. En esta posición, la velocidad de la masa es cero y, por lo tanto, $T_2 = 0$. Se tiene entonces que:

$$T_1 = U_2 \quad (2.6)$$

Sin embargo, si el sistema está experimentando un movimiento armónico, T_1 y U_2 son valores máximos y, por tanto,

$$T_{max} = U_{max} \quad (2.7)$$

Que conduce de inmediato a la frecuencia natural.¹

¹ Fuente. THOMSON, William. Teoría de Vibraciones: Aplicaciones. 2 ed., México: Prentice Hall Hispanoamericana, 1982. Pag.487.

2.2.3. Método de Rayleigh. El método de la energía puede ser utilizado para sistemas con masas concentradas o distribuidas siempre que, el movimiento de cada punto del sistema sea conocido. En sistemas en los cuales las masas están unidas por conectores rígidos, palancas o engranajes, el movimiento de las diferentes masas puede expresarse en términos del movimiento x de algún punto específico y el sistema, es simplemente de un grado de libertad, puesto que sólo una coordenada es necesaria. La energía cinética puede escribirse como

$$T = \frac{1}{2} m_{eff} \dot{x}^2 \quad (2.8)$$

En donde m_{eff} es la masa efectiva o una masa concentrada equivalente en un punto específico. Si la rigidez en ese punto es también conocida, la frecuencia natural puede calcularse de la siguiente ecuación.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_{eff}}} \quad (2.9)$$

Cuando se esté presentando el análisis de los mecanismos de las formadoras de la empresa Fantaxias Ltda., se aplicarán los conceptos anteriormente vistos.²

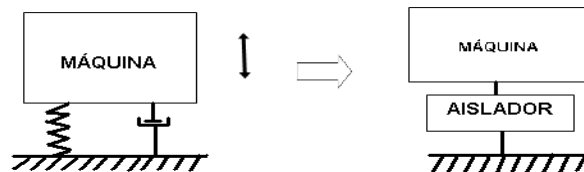
²ibid., pag.487.

2.3. TEORIA DE AISLADORES DE VIBRACIONES

2.3.1. Concepto de aisladores de vibración. El concepto de aislador de vibración es ilustrado por un sistema de un grado de libertad como se muestra en la figura 4. Este sistema consiste de una masa representando un equipo conectado a su fundación por medio de un aislador de vibración cuya función principal es disipar la energía de la vibración. La masa es restringida a moverse verticalmente, por tanto su movimiento es unidireccional, de un grado de libertad.

El desempeño de un aislador de vibraciones puede ser evaluado por la respuesta del sistema equipo aislador en estado estable a una vibración sinusoidal.

Figuras 4. Sistema equipo aislador y su fundación



2.3.2. Transmisibilidad absoluta. Indica la porción de vibración que se trasmite, es decir la relación entre la fuerza transmitida y la fuerza de excitación.

2.3.3. Transmisibilidad relativa. Es la relación de la amplitud de deflexión relativa del aislador a la amplitud impuesta en su fundación.

2.4. Respuesta al movimiento. Es la relación de la amplitud de desplazamiento del equipo que hay entre la amplitud de la fuerza de excitación y la rigidez estática del aislador.

2.4.1. Propiedades del aislador. Las propiedades principales que posee un aislador son su capacidad de carga y su capacidad de absorber energía. En algunos aisladores estas dos funciones pueden ser realizadas por un simple elemento, por ejemplo, un caucho natural o sintético. En otros aisladores pueden tener capacidad de carga pero carecer de capacidad de disipar energía, como ejemplo tenemos los resortes metálicos, por tanto, esta capacidad es adicionada por separado (amortiguadores). Para efectos de análisis se asume que el resorte y el amortiguador son elementos separados. En general el resorte se considera sin masa y lineal.

2.4.2. Amortiguador viscoso conectado rígidamente. El amortiguador tiene unas características propias de transmisión de fuerza F_c que son directamente proporcionales a la velocidad relativa $\dot{\delta}$ a través del amortiguador, $F_c = c\dot{\delta}$. Este amortiguamiento es algunas veces llamado amortiguamiento lineal.

2.4.3. Influencia del amortiguamiento sobre el aislador. La naturaleza y grado de aislamiento de vibración producida por un aislador está influenciada marcadamente por las características del amortiguamiento. Este aspecto de los aisladores de vibración es evaluado en términos de un sistema de un grado de libertad, por ejemplo, la máquina y su fundación son tomadas como rígidas y el aislador es asumido sin masa. El desempeño es evaluado en términos de la transmisibilidad absoluta, transmisibilidad relativa y respuesta de movimiento del aislador.

$$\text{Transmisibilidad: } \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + \left(2\zeta \frac{w}{w_0}\right)^2}{\left(1 - \frac{w^2}{w_0^2}\right)^2 + \left(2\zeta \frac{w}{w_0}\right)^2}} \quad (2.10)$$

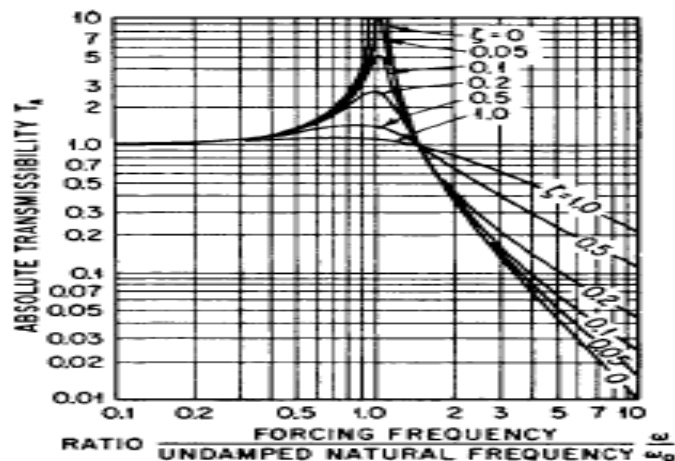
Donde: ζ = Relación de amortiguamiento.

w = frecuencia de motor.

w_0 = frecuencia natural.

Sólo se tratará la transmisibilidad absoluta debido a su importancia en la selección de amortiguación. A continuación se muestra la gráfica de esta ecuación en función de la amortiguación.³

Figura 5. Transmisibilidad de amortiguamiento viscoso conectado rígidamente



Fuente: PIERSON, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York: McGraw Hill, 2002. Pág. 220.

Se puede apreciar la gran influencia de la amortiguación sobre el aislamiento de vibración. A continuación se presentan algunos valores de relación de amortiguación (ζ) presentes en materiales de ingeniería.

³ CREDE, Charles y RUZICKA, Jerome. Theory of Vibration Isolation. En: Harris, Cyril y PIERSON, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York: McGraw Hill, 2002. pág. 620.

Tabla 2. Amortiguamiento para materiales de ingeniería

Material	Relación de amortiguamiento (ζ)
Amortiguadores de automóvil	0.1-0.5
Hule	0.04
Estructuras remachadas de acero	0.03
Concreto	0.02
Madera	0.003
Acero laminado en frío	0.0006
Aluminio laminado en frío	0.0002
Bronce fosforado	0.00007

Fuente. GARCÍA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas. Bucaramanga, 2001.

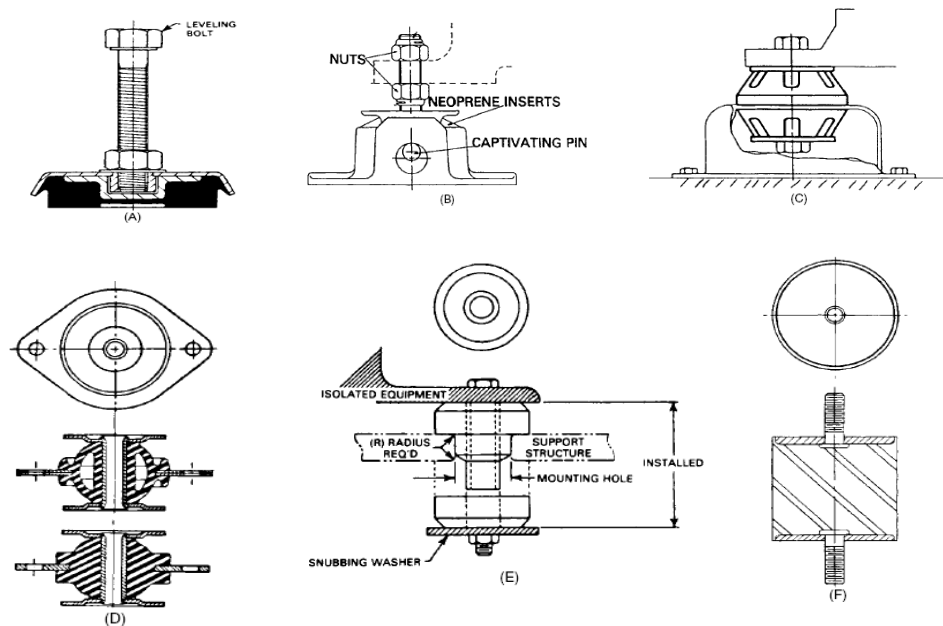
2.5. AISLADORES ELASTOMÉRICOS.

Un elastómero es un caucho natural o cualquier polímero con propiedades elásticas similares a las del caucho natural. Estos materiales son ampliamente utilizados en los aisladores, ya que pueden ser convenientemente moldeados en muchas formas deseadas y seleccionados para proporcionar un amplio rango de rigideces, ellos tienen mayor amortiguación interna que los resortes metálicos, por lo general requieren menos espacio y son de menor peso, y pueden ser fabricados con inserciones metálicas que sirven de estructura del aislador. El tipo más común de aislante se fabrica de un elastómero.

Los elastómeros tienen extensibilidad excepcional y deformabilidad: Pueden ser utilizados en elongaciones de hasta 300 por ciento, con elongaciones finales de algunos elastómeros a alrededor de 1.000 por ciento. De los diferentes elastómeros, el caucho natural probablemente representa la más favorable combinación de propiedades mecánicas, tales como máxima resistencia a la tracción, máximo esfuerzo de tensión y máxima elongación antes de la falla. Su utilidad está restringida por su limitada resistencia al

deterioro bajo la influencia de los hidrocarburos, el ozono, y alta temperatura ambiente.

Figura 6. Típicos aisladores elastoméricos (A) Para montaje de maquinaria. (B) Aisladores de motores marinos. (C) Aislador de pedestal. (D) De plato. (E) Aislador de propósito general. (F) Aislador cilíndrico.



Fuente. ROMULUS, Racca. CYRIL, Harris. Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems.

2.5.1. Falla por fatiga y fallas prematuras. Independientemente de la geometría, los metales presentan rotura por fatiga como consecuencia de cargas cíclicas. A diferencia de un metal, un elastómero no tiene precedentes de fallas catastróficas por fatiga, el hecho empieza como una rasgadura en el

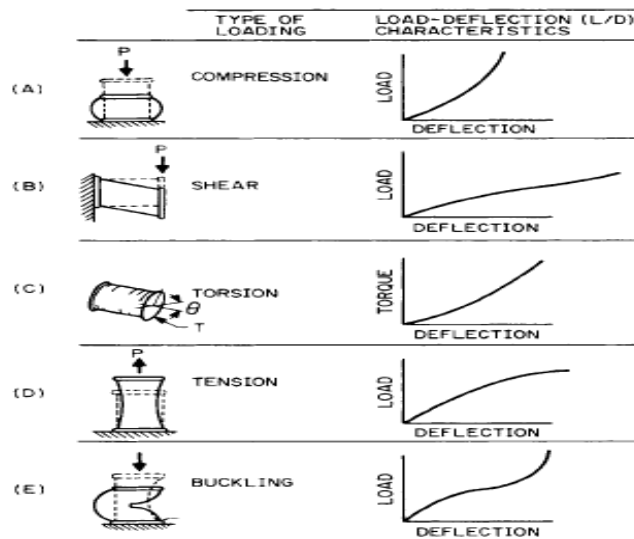
punto de máxima deformación de corte cíclico, generalmente en el extremo exterior (y por lo tanto visible en muchos casos), y poco a poco se propaga a través del cuerpo del elastómero. El resultado es una reducción gradual de la rigidez que se manifiesta generalmente antes de que haya una falla total. La mayoría de los aisladores de elastómero no debe estar sujeta a grandes tensiones estáticas sobre largos períodos de tiempo.

2.5.2. Tipos de carga. Los aisladores elastoméricos pueden ser utilizado con diferentes tipos de carga: compresión, cortante, tensión o cualquier combinación de estos tipos.

- ✓ Cargas de compresión. La característica de rigidez de los elastómeros en la compresión es que presentan no linealidad (endurecimiento), que es especialmente pronunciada en una deformación por encima del 30 por ciento. La carga de compresión es eficaz cuando la limitación de movimientos es requerido.
- ✓ Cargas cortantes. Las cargas cortantes son aquellas que se le aplican a un elemento elastomérico para hacer deslizar superficies adyacentes en direcciones opuestas. A causa de esta característica, este tipo de carga es el tipo de carga preferido para aislamiento de vibraciones debido a que esta ofrece una frecuencia de respuesta constante tanto para cargas dinámicas pequeñas y grandes en un simple sistema masa resorte. Esta configuración también es ideal para aislamiento de choques cuando la transmisión de fuerza y aceleración es importante; esto gracias a su eficiente capacidad de almacenamiento de energía en comparación con la carga de compresión.
- ✓ Cargas a torsión. Este tipo de carga es considerado como un caso separado de carga cortante, se puede ver como la deformación angular de láminas adyacentes como sándwich.
- ✓ Cargas a tensión. Este tipo de carga se refiere a la carga que aumenta la dimensión del elastómero en la dirección de la fuerza aplicada. La curva de esfuerzo deformación presenta un comportamiento no lineal. Para una

deflexión dada, este tipo de carga es más eficiente en almacenamiento de energía en comparación con las cargas de compresión y cortante. A causa de esto, es utilizado ocasionalmente como aislador de choque. Sin embargo, este tipo de configuración no es recomendada debido a que las cargas generadas en la frontera del elastómero y el metal provocan fallas prematuras.

Figura 7. Tipos de cargas en elastómeros



Fuente. ROMULUS, Racca. CYRIL, Harris. Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems.

2.6. FACTORES QUE AFECTAN LA SELECCIÓN.

Rigidez y amortiguamiento son las propiedades básicas de un aislante que determinan su uso en un sistema diseñado para proporcionar un aislamiento de vibraciones y / o aislamiento de choque. Estas propiedades por lo general se encuentran en la literatura del proveedor de aislamiento. Sin embargo, los siguientes factores deben ser considerados en la selección de un aislador:

2.6.1. Tipo de perturbación. La fuente de perturbación dinámica (shock o vibración) influye en la selección de un aislador de varias maneras. Por ejemplo, una decisión puede ser tomada si se debe aislar el origen de la perturbación o aislar el artículo perturbado. La decisión afecta que tipo de aislador se va a utilizar.

2.6.2. Dirección de la perturbación. Un factor que debe tenerse en cuenta en la selección de un aislador es el de las direcciones (ejes) de la perturbación. Si la vibración o choque de entrada se produce sólo en una dirección, por lo general un simple aislador (aislamiento en una sola dirección, un resorte helicoidal metálico es un ejemplo) puede ser seleccionado; es necesario especificar sus características a lo largo de un solo eje. En cambio, si la vibración o choque se espera que ocurra a lo largo de más de un eje, el aislador seleccionado deberá proporcionar aislamiento (y sus características deben ser especificadas) a lo largo de todos los ejes fundamentales.

2.6.3. Respuesta admisible del sistema a la perturbación. La respuesta admisible de un sistema se define como el máximo choque o transmisión de vibración permisible y del desplazamiento máximo debido a tales perturbaciones. La respuesta permitida de un sistema puede expresarse en cualquiera de las siguientes maneras:

- ✓ Carga máxima de aceleración debido a un choque de entrada.

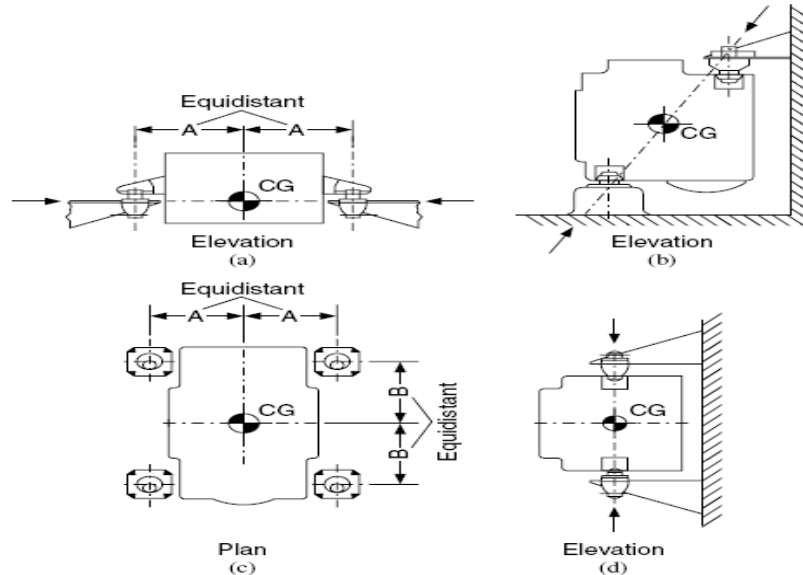
- ✓ Frecuencias naturales específicas del sistema y transmisibilidad máxima a estas frecuencias.
- ✓ Aceleración máxima, velocidad o desplazamiento admisible en un amplio rango de frecuencias.
- ✓ Nivel permitido de vibración a una frecuencia o frecuencias críticas.
- ✓ Desplazamiento máximo debido a la carga de choque.

La definición de respuesta permisible es necesaria para una selección adecuada de aislamiento.

2.6.4. Localización y espacio disponible para el aislador. La localización de los aisladores es muy importante para la dinámica del equipo montado sobre ellos y para la eficiencia que tienen estos, pues por la localización de un aislador sin tener en cuenta las características del equipo, se pueden producir perjuicios en vez de dar un beneficio.

Como regla de oro: La distancia entre el plano de los aisladores y el centro de gravedad debe ser igual o inferior a un tercio del mínimo de espaciamiento entre los aisladores. Esto ayuda a minimizar el balanceo de los equipos y el esfuerzo resultante en los aisladores.

Figura 8. Centro de masa en aislamiento de vibraciones



Fuente: HARRIS, PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York : McGraw Hill, 2002. 620

2.6.5. Peso y centro de gravedad del equipo soportado. El centro de gravedad del equipo debe ser determinado. La localización del centro de gravedad es necesaria para el cálculo de la carga soportada en cada montaje. Lo mejor es mantener al equipo estáticamente equilibrado (esencialmente igual desviación en todos los aisladores). El método preferido es usar el mismo aislador en todos los puntos, escogiendo los puntos de tal forma que la carga estática y por tanto las deflexiones de los aisladores sea igual. Si esto no es práctico, aisladores de diferente capacidad de carga puede ser requerido en diferentes puntos de soporte para óptimo aislamiento.

2.6.6. Espacio disponible para el movimiento del equipo. La elección de un aislador puede depender del espacio disponible (espacio de influencia) alrededor de una pieza de equipo. La constante de resorte debe escogerse cuidadosamente para que se mantenga el movimiento dentro de los límites espaciales definidos. El movimiento, el cual debe ser considerado como la suma de (1) la deflexión estática debido al peso soportado por el aislador, (2) la deflexión causada por la dinámica del ambiente, y (3) la deflexión causada por una condición estable de aceleración (tales como un avión de maniobras).

2.6.7. Medio ambiente. El medio ambiente donde va ser usado un aislador afecta su selección de dos maneras:

1. Algunas condiciones ambientales pueden degradar la integridad física del aislador y hacerlo disfuncional.
2. Algunas condiciones ambientales pueden cambiar las características de operación del aislador, sin causar daño permanente.

Estas pueden alterar las características de aislamiento de un equipo, por ejemplo, la frecuencia de respuesta puede ser alterada con el cambio de la temperatura.

2.6. COMO SELECCIONAR UN AISLADOR

2.6.1. Paso 1. La eficiencia de aislamiento requerido. En primer lugar, indicar el porcentaje de eficiencia del aislamiento que se desea. En general, una eficiencia de 70 a 90 por ciento es deseable y normalmente es posible alcanzar.

2.6.2. Paso 2. Transmisibilidad. De la figura 9 determinar la máxima transmisibilidad del sistema la cual es requerida para una eficiencia de aislamiento de vibración del paso 1.

Figura 9. Relación de frecuencias requerido para una eficiencia dada

Isolation efficiency, %	Maximum transmissibility	Required f/f_n
90	0.1	3.32
80	0.2	2.45
70	0.3	2.08
60	0.4	1.87
50	0.5	1.73
40	0.6	1.63
30	0.7	1.56
20	0.8	1.50
10	0.9	1.45
0	1.0	1.41

Fuente:PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York : McGraw Hill, 2002. Pag.620

2.6.3. Paso 3. Frecuencia de la fuerza. Se determina el valor más bajo de la frecuencia de la fuerza f (frecuencia de excitación de la vibración): Por ejemplo, en el caso de un motor, la frecuencia de la fuerza depende de la velocidad de giro. La frecuencia más baja es utilizada por que esta es la peor condición, resultando en valores más bajos de f/f_n (ver figura 9). Si un valor satisfactorio de la eficiencia de aislamiento es obtenido en esta frecuencia, la reducción de la vibración a frecuencias mayores será mayor.

2.6.4. Paso 4. Frecuencia natural. En la figura 9 se encuentra la relación frecuencia natural f/f_n , despejando de aquí la frecuencia natural f_n del sistema aislado (la masa de un equipo soportado por un aislador) requerida para proveer una transmisibilidad T, determinada en el paso 2. (La cual es correspondiente a un porcentaje de eficiencia de aislamiento) para una frecuencia de fuerza f del paso 3.

2.6.5. Paso 5. Deflexión estática. De la figura 10 se determina una deflexión estática requerida para proveer la frecuencia natural del paso 4.

2.6.6. Paso 6. Rigidez del sistema de aislamiento. De la ecuación que se presenta a continuación se calcula la rigidez K requerida para proveer una frecuencia natural determinada en el paso 4.

$$F_n = \frac{(\frac{kg}{W})^{\frac{1}{2}}}{2\pi} \quad (2.11)$$

W = peso en libras de la masa soportada.

g= aceleración de la gravedad en pulgadas por segundo cuadrado.

2.6.7. Paso 7. Rigidez de los aisladores de vibración individual. Determinar la rigidez de cada uno de los aisladores n, dependiendo de si los aisladores

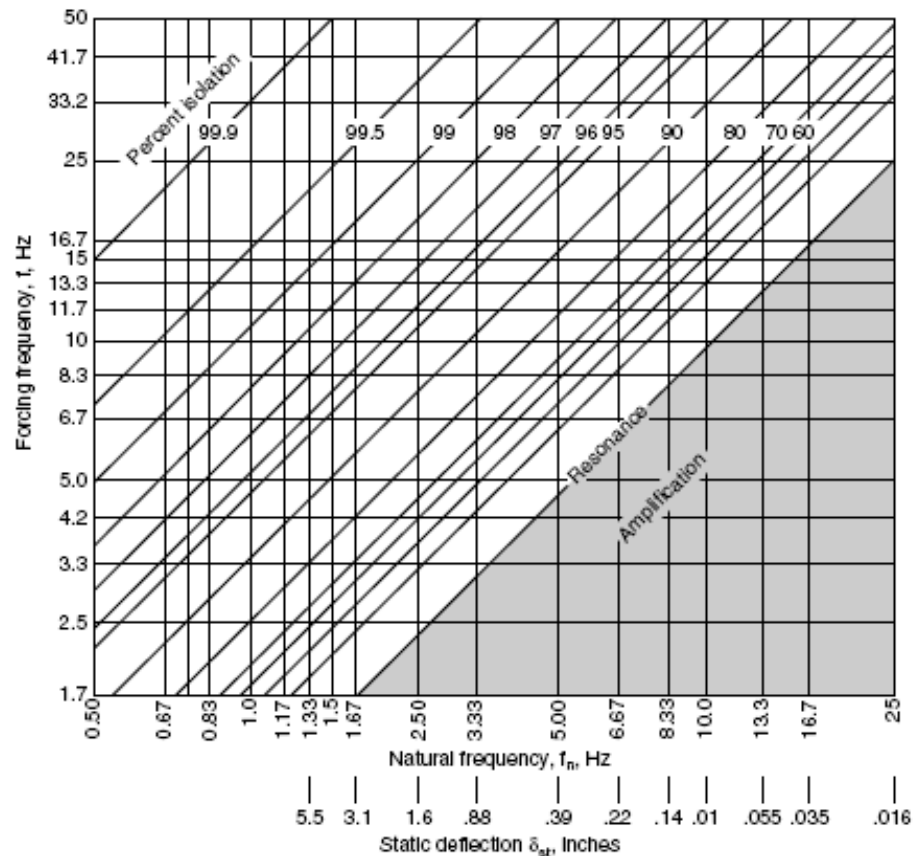
están en paralelo o en serie. El caso general es encontrarlos en paralelo, por lo que la rigidez individual es $1/n$ veces el valor obtenido en el paso 6, suponiendo que todos los aisladores comparten la carga por igual.

2.6.8. Paso 8. Carga sobre cada aislador individual. Ahora calcular la carga sobre cada aislador individual.

2.6.9. Paso 9. Del catálogo de un fabricante, elegir un aislador de vibración que reúna los requisitos de rigidez del paso 7 y que tenga una capacidad de carga del paso 8. El enfoque preferido es utilizar el mismo tipo y tamaño en todos los puntos de apoyo; seleccionar los lugares de aislamiento tal que sean iguales las cargas estáticas (y por tanto las desviaciones). Si esto no es práctico, aisladores de diferente capacidad de carga deben ser seleccionados en los diferentes puntos de apoyo.⁴

⁴ PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York : McGraw Hill, 2002. 620 p

Figura 10. Determinación de frecuencia natural



Fuente:PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed.
New York : McGraw Hill, 2002. 620 p

3. MODELADO DE MECANISMOS EN LAS MAQUINAS.

Los mecanismos seleccionados pueden generar fuerzas inerciales considerables por lo que se hace necesario su estudio. El resultado de este estudio no arroja fuerzas inherentes a la operación normal de la máquina, lo que nos permite identificarlas plenamente en un espectro y no asociar su señal con fallos de otra índole como fallas en rodamientos, des alineamiento, etc.

3.1. BANCO DE FORMADORA

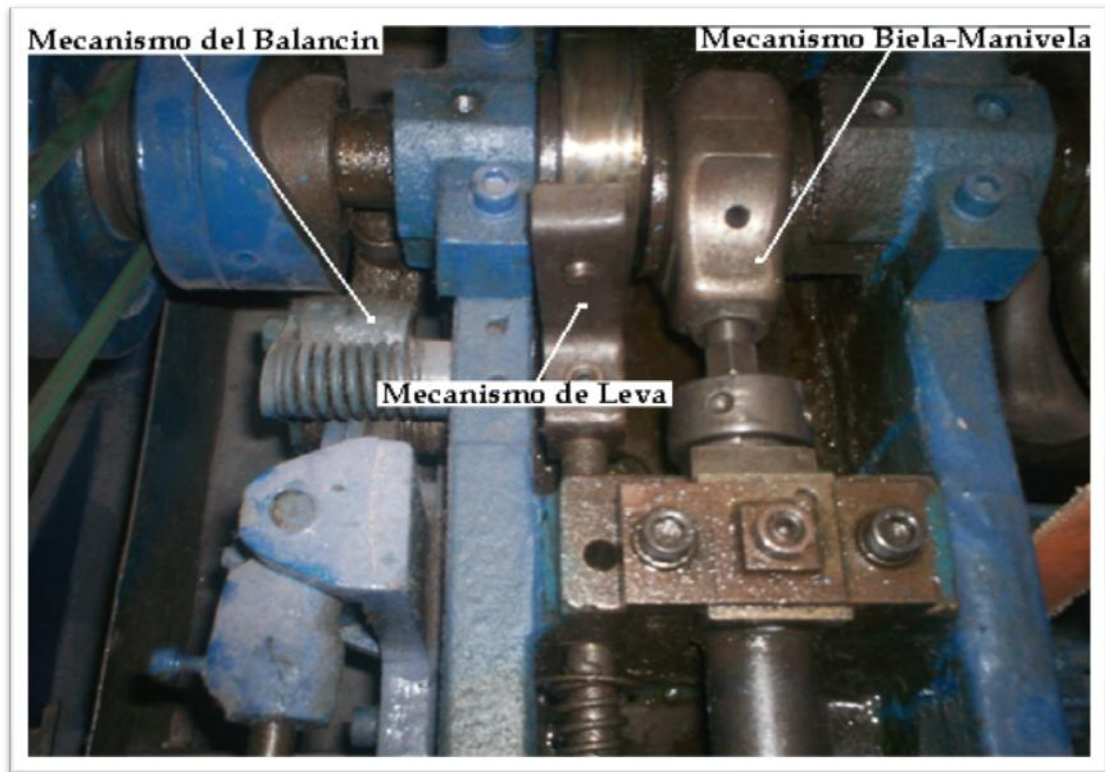
Figura 11. Banco de formadoras



Consta de un total de 32 máquinas 16 de un lado y 16 del lado opuesto. Las cuales están dispuestas en conjunto de 4 en línea formadas así para realizar un proceso de formado.

Cada máquina (celda de formadora) es movida individualmente mediante un mecanismo de tambor conectado al eje principal mediante correas. El eje principal es el encargado de mover todas las máquinas, el cual está conectado mediante poleas de relación de 1:2 a un motor con una potencia de 11 kw y 1150 rpm

Figura 12. Mecanismo en la celda de formadora

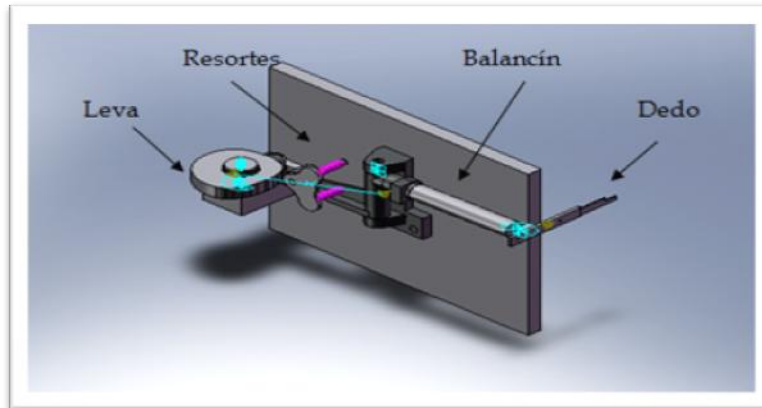


Cada máquina individual consta de 3 mecanismos para realizar el proceso. Un mecanismo balancín-resorte-leva el cual es el encargado de hacer que la pieza llegue al lugar correspondiente, un mecanismo biela manivela el cual es el encargado realizar el punzonado en la pieza, y otro mecanismo leva seguidor, el cual es el encargado de separar la pieza del punzón, para continuar con la otra pieza.

3.1.1. Mecanismo leva-balancín. Este mecanismo es el encargado de posicionar los ojetes para que sean formados con el punzón. Contiene una leva de cara por donde entra el movimiento, la leva hace contacto con un extremo del balancín, el balancín se soporta en un pivote y realiza una presión contra la leva

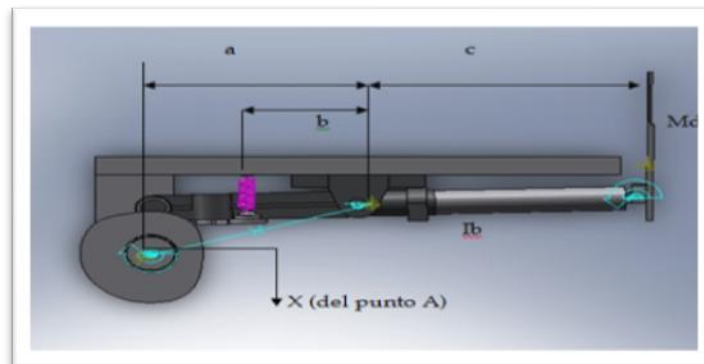
ayudado por un par de resortes; al otro extremo de balancín se encuentra el dedo posicionador como se muestra en la gráfica.

Figura 13. Mecanismo balancín-resorte-leva



En la figura 13 se aprecia que la leva no es de cara, sino una leva circular, esto es para facilitar el modelado en SolidWorks, ya que no existe un módulo para hacer levas de cara.

Figura 14. Análisis del mecanismo balancín-resorte-leva



Utilizando el método de Rayleigh ya explicado, la energía cinética total es

$$T = \frac{1}{2} * Ib\omega^2 + \frac{1}{2} mdV^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{mr}{3}\right) Vr^2 \quad (3.1)$$

Donde ω = velocidad angular del balancín.

V = velocidad lineal del dedo

V_r = velocidad del punto de contacto del resorte con el balancín

M_r = masa del resorte.

T = energía cinética total. (No se toma en consideración pérdidas por fricción).

Podemos reemplazar el sistema presentado, por uno con las masas concentradas en el punto donde la leva hace contacto. El sistema será equivalente a un sistema masa resorte. Desarrollando algunos de los términos de la ecuación anterior tenemos.

$$V_r = b * \omega \quad (3.2)$$

$$V_d = c * \omega \quad (3.3)$$

Haciendo estos reemplazos y reorganizando tenemos:

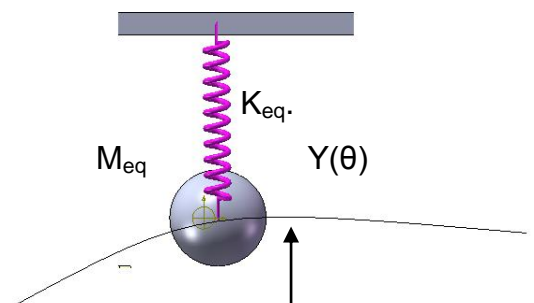
$$T = \frac{1}{2} \left(\frac{Ib + md * c^2 + \frac{m_r}{s} b^2}{a^2} \right) * \dot{x}^2 \quad (3.4)$$

Que es la energía cinética de una partícula con una masa equivalente

$$M_{eq} = \left(\frac{Ib + md * c^2 + \frac{m_r}{s} b^2}{a^2} \right) \quad (3.5)$$

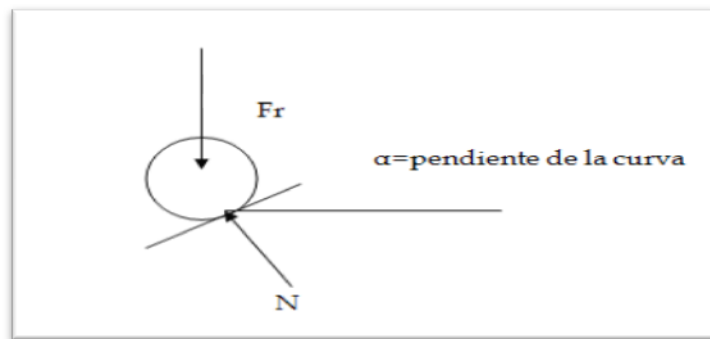
Por lo que queda un sistema equivalente como el siguiente:

Figura 15. Sistema equivalente de leva seguidor



Una masa M_{eq} que describe una trayectoria impuesta por la leva. (Suponer que la masa describe el movimiento del perfil de la leva, es razonable, de todas formas las ecuaciones mostrarán si el comportamiento no es así con una fuerza normal negativa). Este movimiento ya se conoce y sus derivadas también, por lo que el problema consiste en determinar la fuerza que la leva hace sobre el balancín. Haciendo un diagrama de cuerpo libre sobre la masa tenemos y despreciando las fuerzas de fricción presentes, se tiene.

Figura 16. Diagrama cuerpo libre leva-seguidor



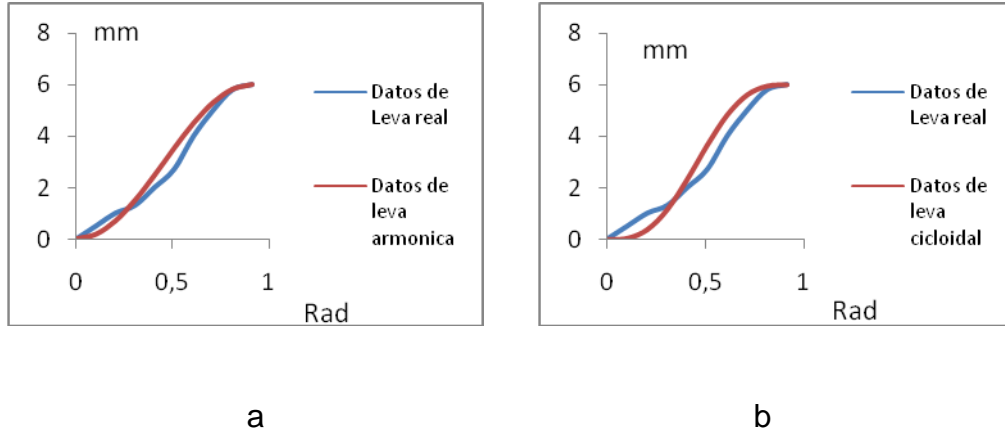
$$N * \cos \alpha - Fr = M_{eq} * \text{Aceleración} \quad (3.6)$$

$$Fr = Y(\theta) * K_{eq} \quad (3.7)$$

$$\text{tg } \alpha = \text{pendiente de la curva (conocida)}$$

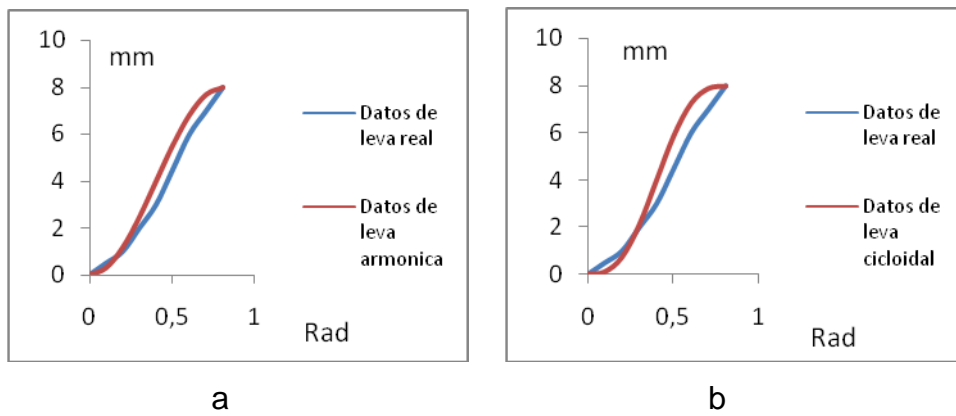
Para conocer las ecuaciones que rigen la leva, se debe saber qué tipo de movimiento tiene la leva en las subidas y bajadas. En las figuras 17 y 18 se presenta una comparación de datos reales obtenidos de la leva que se va analizar y el movimiento que tendría si fuera una subida armónica o una subida cicloidal, que son los movimientos más comunes. De las dos subidas que presenta la leva (o la masa equivalente) se acercan a una curva armónica.

Figura 17. Comparación de curva real con teórica para la primera subida del perfil. (a) armónica. (b) cicloidal



También se realizó la misma comparación con la segunda subida y con el descenso obteniéndose mejores resultados para movimiento armónico.

Figura 18. Comparación de curva real con teórica para la segunda subida del perfil. (a) armónica. (b) cicloidal



El perfil de la leva es como el mostrado a continuación:

Figura 19. Perfil de la leva de cara



Para determinar la fuerza el análisis se debe hacer por partes, en las subidas que es donde la leva recibe fuerzas de inercias y del resorte, en las partes llanas solo fuerzas de resorte. Para hallar valores de masas y momentos de inercia se utilizará los modelos de los elementos de la máquina realizados en SolidWorks 2007.

$$I_b = 20717434.83 \text{ gr}\cdot\text{mm}^2$$

$$M_d = 87.23 \text{ gr}$$

$$M_r = 100 \text{ gr}$$

Con estos datos podemos hallar la masa equivalente.

$$M_{qe} = \frac{20717434.82 \text{ gr}\cdot\text{mm}^2 + 87.23 \text{ gr}\cdot c^2 + 33 \text{ gr}\cdot b^2}{a^2} \quad (3.8)$$

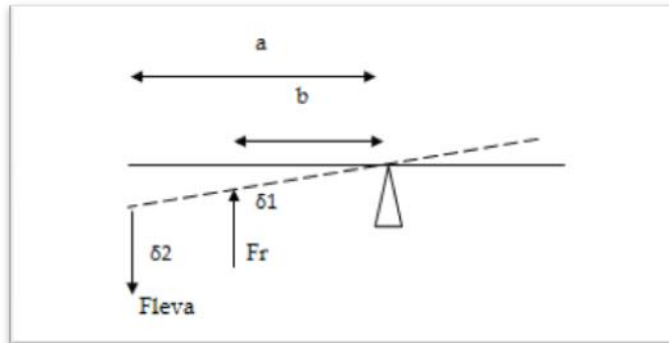
$$a = 156 \text{ mm}; \quad b = 87 \text{ mm};$$

$$c = 211.42 \text{ mm}$$

$$M_{eq} = 1021.79 \text{ gr} = 1.021 \text{ Kg}$$

Para determinar la K_{eq} tenemos la siguiente analogía (figura 20).

Figura 20. Sistema de balancín esquemático



El comportamiento encontrado para nuestro resorte no es lineal, sino que es una función de tercer orden. $Fr = K \cdot X^3$

$Fr = \delta 1^3 \cdot K$ pero $\delta 1 / \delta 2 = b/a$ por semejanza de triángulos entonces $\delta 1 = b \cdot \delta 2/a$

Haciendo momento en el pivote tenemos:

$Fr \cdot b = Fleva \cdot a \rightarrow K \cdot (b \cdot \delta 2/a)^3 \cdot b = Fleva \cdot a$ Despejando Fleva

$$Fleva = \frac{K \cdot b^4}{a^4} \delta^3 \quad (3.9)$$

De aquí concluimos que $Keq = \frac{K \cdot b^4}{a^4}$

La constante de resorte hallada en los resortes de la máquina tiene un valor de

$K = 4.9 \text{ N/mm} \rightarrow Kqe = 0.85 \text{ N/mm}$

Como son dos resortes $Keq = 1.7 \text{ N/mm}$

Las ecuaciones de estas subidas son.

$$Y(\theta) = \frac{L}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \theta}{\beta} \right) \quad (3.10)$$

$$Y'(\theta) = \frac{\pi L}{2\beta} \text{sen} \frac{\pi \theta}{\beta} \quad (3.11)$$

$$Y''(\theta) = \frac{\pi^2 L}{2\beta^2} \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \quad (3.12)$$

Dónde

$\beta = \text{ángulo total de la subida}$

$\theta = \text{ángulo en radianes}$

$L = \text{total de la subida en mm}$

Sabiendo que $\theta = \omega * t$ donde ω está en radianes por segundo

$$Y'(t) = Y'(\theta) * \omega \quad (3.13) \quad Y''(t) = Y''(\theta) * \omega^2 \quad (3.14)$$

Por el momento interesa la componente vertical de la fuerza en el eje de la leva, por tanto:

$$N \cos(\alpha) - Fr = Meq * \left(\frac{\pi^2 L}{2\beta^2} \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right) \omega^2 = Ny - Fr = Ny - Keq * Y^4(t) \quad (3.15)$$

De aquí se despeja N_y y se tiene la componente en y de la fuerza.

$$Ny = Meq * \left(\frac{\pi^2 L}{2\beta^2} \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right) \omega^2 + Keq * Y(t)^4 \quad (3.16)$$

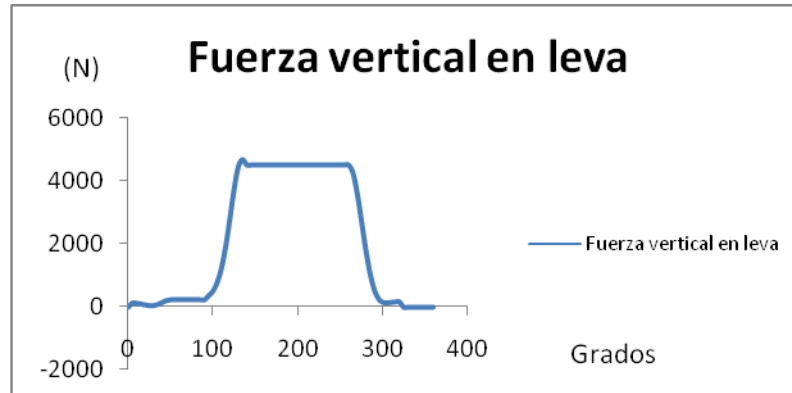
Las ecuaciones para el retorno varían solo en pequeñas cosas. Para un retorno armónico tenemos.

$$Y(\theta) = \frac{L}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right) \quad (3.17) \quad Y'(\theta) = -\frac{\pi L}{2\beta} \text{sen} \frac{\pi\theta}{\beta} \quad (3.18)$$

$$Y''(\theta) = -\frac{\pi^2 L}{2\beta^2} \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \quad (3.19)$$

Resolviendo estas ecuaciones podemos encontrar el valor de la fuerza normal en la dirección “y” (figura 21).

Figura 21. Fuerza vertical en la leva.

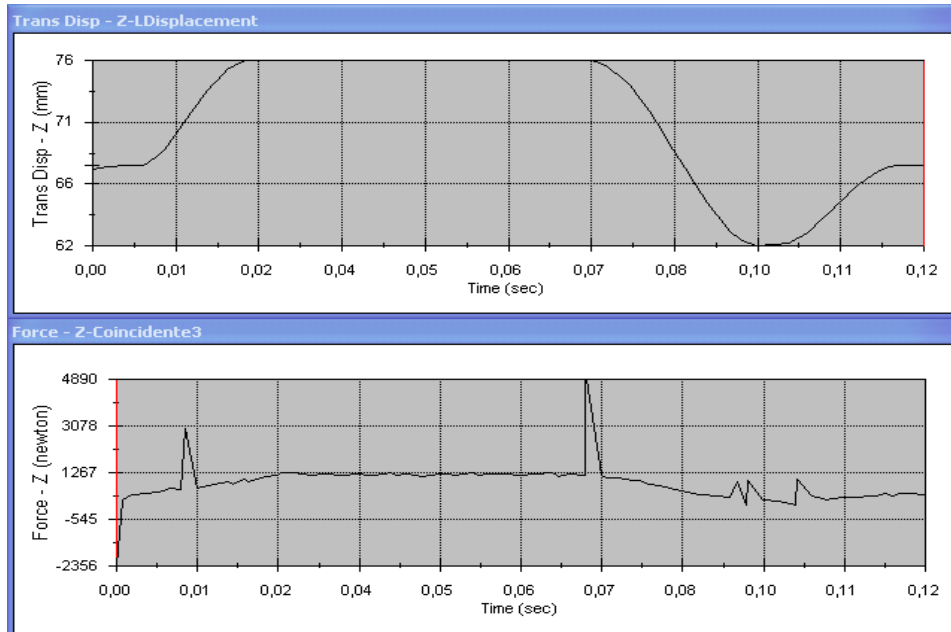


Para determinar el valor de la fuerza normal se debe multiplicar este valor de la fuerza vertical obtenido (gráfica anterior) por el coseno del ángulo formado por la vertical y la normal, que es el mismo ángulo formado por la tangente a la curva y la horizontal, es decir, es el ángulo de pendiente. El valor del coseno de este ángulo se puede hallar con la tangente del mismo, ésta (tangente del ángulo) equivale a la ecuación de velocidad que ya se tiene:

$$\cos(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{1+tg^2(\alpha)}} \quad (3.20)$$

Adicional al análisis teórico que se acaba de mostrar, se realizó un análisis computacional para el mecanismo en la herramienta COSMOSmotion. Esto nos permite hallar tendencias o las similitudes de las soluciones. Permite estar más seguro de los resultados, para luego comparar con los espectros obtenidos con el analizador y de esta forma tener más herramientas de juicio a la hora de diagnosticar una falla.

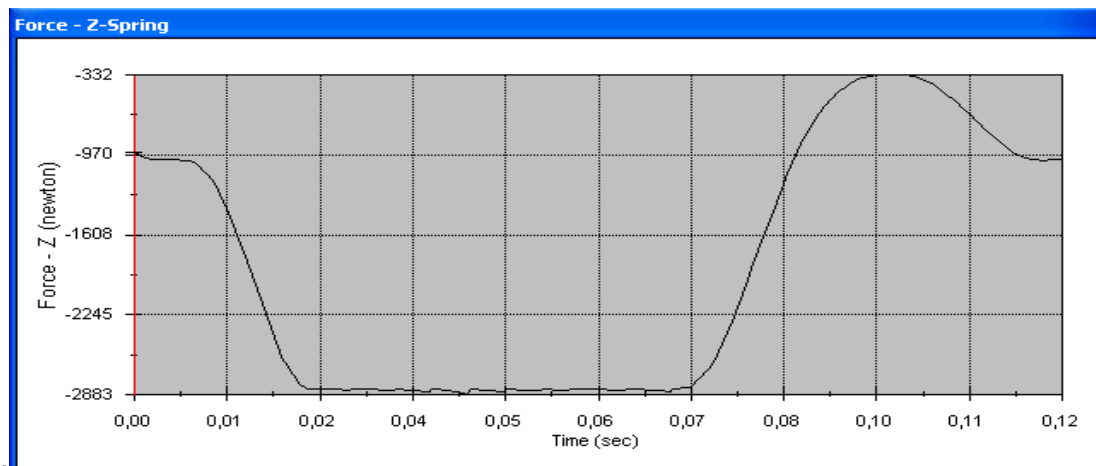
Figura 22. Fuerza en la leva a medida que se recorre el perfil



Como puede apreciarse en la figura 22 cada vez que se presenta una subida o una bajada la leva experimenta un pico de fuerza debido al cambio súbito. Estos picos no pueden verse con el análisis del modelo teórico matemático debido a que este análisis no contempla que el seguidor pueda separarse de la superficie de la leva. Los picos se presentan debido a que cuando el balancín se encuentra en una trayectoria llana experimenta un cambio repentino de aceleración; se produce una fuerza (cuando sube). Cuando viene una bajada, el balancín tiene una tendencia de permanecer con esta trayectoria, como la fuerza del resorte lo obliga a seguir la trayectoria de la leva y adicionalmente la leva gira a gran velocidad, la respuesta del resorte no es lo suficientemente rápida para responder, lo que hace que se cause un atraso sobreviniendo un pequeño choque. Esta puede ser la razón de estos picos de fuerza al iniciar la bajada.

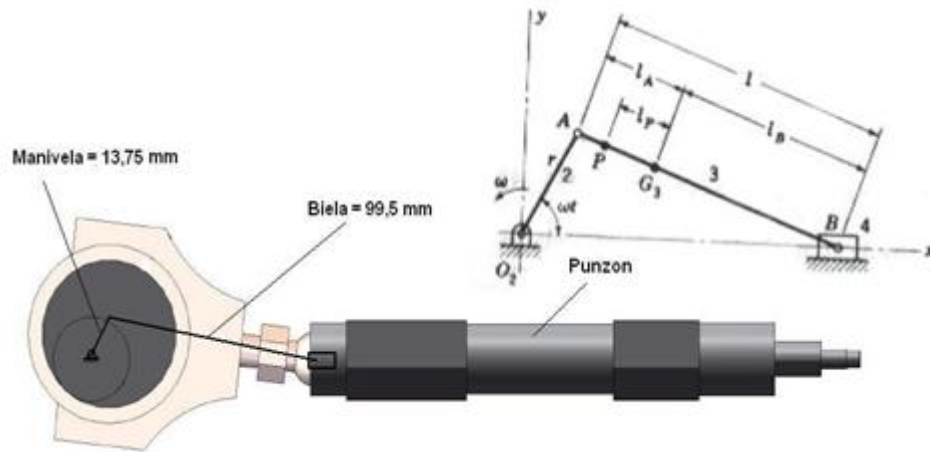
Estos picos pueden aparecer a la frecuencia de giro de la leva (8.3 Hz) si se analizan como picos independientes o a una frecuencia mayor si se miran como un solo pico que se encuentra espaciado aproximadamente por un periodo de tiempo de 0.06 seg (es decir, una frecuencia de 16.6 Hz). Como se muestra en la figura 22. La tendencia del modelo matemático con el modelo computacional es coherente, tienen las mismas tendencias. En el modelo teórico es muy notoria la fuerza del resorte en la subida más alta, si bien en el modelo computacional se aprecia una subida alta de esta fuerza de los resortes con valor aproximado de 1265 N. no se compara con el valor de 4500 N obtenido por el modelo matemático. Como puede apreciarse los modelos no son exactamente iguales, pero tienen las mismas tendencias, lo que los hace válidos y complementarios.

Figura 23. Fuerza en uno de los resortes



3.1.2. Mecanismo biela manivela. Este mecanismo es el encargado del punzonado en la pieza en la formadora, es decir, es el encargado de darle forma a la pieza que es posicionada por el mecanismo de balancín-resorte-leva.

Figura 24. Mecanismo biela-manivela



Está formado por tres partes, cuyas características se dan a continuación.

- Manivela

Masa = 984.30 gramos

Material: AISI 1020

Inercia: 389360.89 gr * mm²

r=13,75 mm

- Biela

Masa = 1546.45 gramos

Material: bronce al estaño

Inercia: 2268642.27 gr * mm²

L=99.5 mm

- Punzón

Masa = 1551.50 gramos

A continuación se hallan las ecuaciones que rigen el movimiento de cada una de las piezas y sus respectivas aceleraciones.

➤ Manivela

$$r_a = r \cos \omega t \hat{i} + r \sin \omega t \hat{j} \quad (3.21)$$

Derivamos y hallamos la aceleración; siendo la velocidad constante $\omega = cte$, entonces $\alpha=0$.

$$a_a = -r \omega^2 \cos \omega t \hat{i} - r \omega^2 \sin \omega t \hat{j} \quad (3.22)$$

➤ Punzón

$$r_b = r \cos \omega t + l \cos \phi \quad (3.23)$$

Resolviendo y debido que $r/l=0,13$, los términos elevados a la potencia de 2 pueden despreciarse. Entonces queda:

$$r_b = -r \omega (\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t) \quad (3.24)$$

Derivamos y hallamos la aceleración; siendo la velocidad constante $\omega = cte$, entonces $\alpha=0$.

$$a_b = -r \omega^2 (\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t) \quad (3.25)$$

Donde el signo negativo indica la dirección de la aceleración. Con estas aceleraciones ya podemos determinar las fuerzas asociadas a ellas.

➤ Biela

La masa de la biela se puede dividir en dos, siempre y cuando conserve la masa total, el centro de gravedad y el momento de inercia; la razón de esto es que la biela tiene un movimiento más complicado de analizar que el de la manivela que es circular y que el del punzón que es en línea recta, es por ello que una parte de

la masa de la biela se hace en la manivela (M_{3a}) y la otra parte en el punzón (M_{3b}).

$$M_a = M_{2A} + M_{3a} \quad \text{y} \quad M_b = M_{3b} + M_4$$

$$M_{3b} = \frac{M_3 l_a}{l} \quad (3.26) \quad \text{y} \quad M_{3a} = \frac{M_3 l_b}{l} \quad (3.27)$$

Donde:

M_a =Masa en el punto a

M_b =Masa en el punto b

M_{3a} = Masa de biela que se hace en la manivela

M_{3b} =Masa de la biela que se hace en el punzón

M_{2A} =Masa de la manivela

M_4 =Masa del punzón

M_3 =Masa de la biela

Hallando los valores de masa y centro de masa por el programa de SolidWorks tenemos que:

$$M_{3a} = 1265,14 \text{ gr} \quad \text{Y} \quad M_{3b} = 281,16 \text{ gr}$$

Las fuerzas de inercia alternativas son generadas por la masa del punzón y la parte de masa de la biela, debido a que es esta pieza la que hace el movimiento alternativo:

$$F_{\text{inercia en b}} = M_b * a_b = M_b r \omega^2 (\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t) \hat{i} \quad (3.28)$$

La fuerza que estaría actuando sobre el apoyo de la manivela sería:

$$F_{inercia\ en\ a} = M_a * a_a = M_a r \omega^2 (\cos \omega t \hat{i} + \text{sen } \omega t \hat{j}) \quad (3.29)$$

3.1.2.1. Fuerza de inercia en las partes móviles.

$$F_x = (M_a + M_b) r \omega^2 \cos \omega t + (M_b \frac{r}{l}) r \omega^2 \cos 2\omega t \quad (3.30)^*$$

Se puede ver en esta ecuación dos términos de fuerzas, llamados comúnmente fuerza primaria y fuerza secundaria, donde la primera tiene una frecuencia igual a la velocidad de rotación del cigüeñal y el segundo una frecuencia dos veces la velocidad de rotación del cigüeñal. Y:

$$F_y = M_a r \omega^2 \text{sen } \omega t \quad (3.31)$$

3.1.3. Momento de torsión. Para calcular la fuerza de inercia nos damos cuenta que la fuerza en A en la figura 24 no tiene brazo tursor y por ello no produce ningún momento; es por ello que solo se tendrá en cuenta la fuerza del movimiento alternativo. El momento de torsión sobre el cigüeñal será:

$$T = M_b a_b \tan \phi * r_b \hat{k} \quad (3.32)$$

$$\tan \phi = \frac{\frac{r}{l} \text{sen } \omega t}{\sqrt{1 - (\frac{r}{l} \text{sen } \omega t)^2}} \quad (3.33)^*$$

*SHIGLEY, Joseph Edward. Teoría de máquinas y mecanismos. México. Mc-GRAW HILL. 1999.

Donde:

r_b =Distancia de O_1 a B(ver figura 24)

Resolviendo la ecuación, queda:

$$T = \frac{M_b}{2} r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{2l} \sin 3\omega t \right) \hat{k} \quad (3.34)$$

3.1.4. Fuerzas que se utilizarán en el modelo. Estas fuerzas son de gran importancia en el mecanismo debido a que generan vibraciones en el transcurso de movimiento.

a) Fuerza de sacudimiento.

Esta fuerza es causada por el movimiento del punzón, por la inercia que tiene en sus extremos, es decir donde la velocidad es nula.

$$F_s = M_b * r * \omega^2 (\cos(\omega t) + \left(\frac{r}{l}\right) \cos(2\omega t)) \quad (3.35)$$

b) Fuerzas de inercia sobre las partes móviles en X e Y.

Esta es la fuerza de inercia de las masas que están en movimiento: manivela, biela y punzón.

$$F_x = M_a r \omega^2 \cos \omega t + M_b r \omega^2 (\cos 2\omega t + \frac{r}{l} \cos(2\omega t)) \quad (3.36)$$

$$F_y = M_a r \omega^2 \sin \omega t \quad (3.37)$$

c) Fuerza de la biela sobre el pasador de la manivela en X e Y.

$$F_{bmx} = M_{3a} r \omega^2 \sin \omega t \quad (3.38)$$

$$F_{bmy} = M_{3a} r \omega^2 \cos \omega t \quad (3.39)$$

3.1.5. Comparación de las gráficas obtenidas en SolidWorks y Matlab. A continuación se realizará una comparación gráfica de los resultados encontrados en con las ecuaciones anteriores y el modelo de SolidWorks.

Figura 25. Grafica de comparación de desplazamiento del punzón

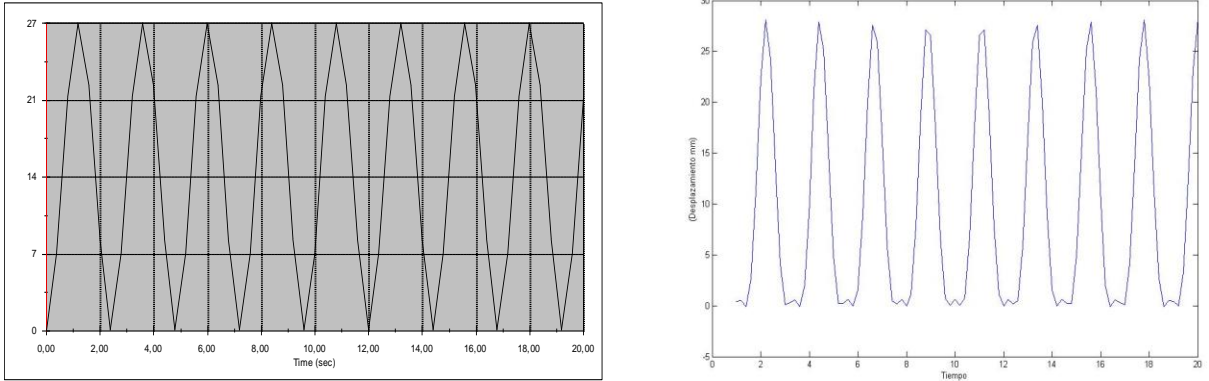


Figura 26. Comparación de las fuerzas de inercia sobre las partes móviles en el eje x

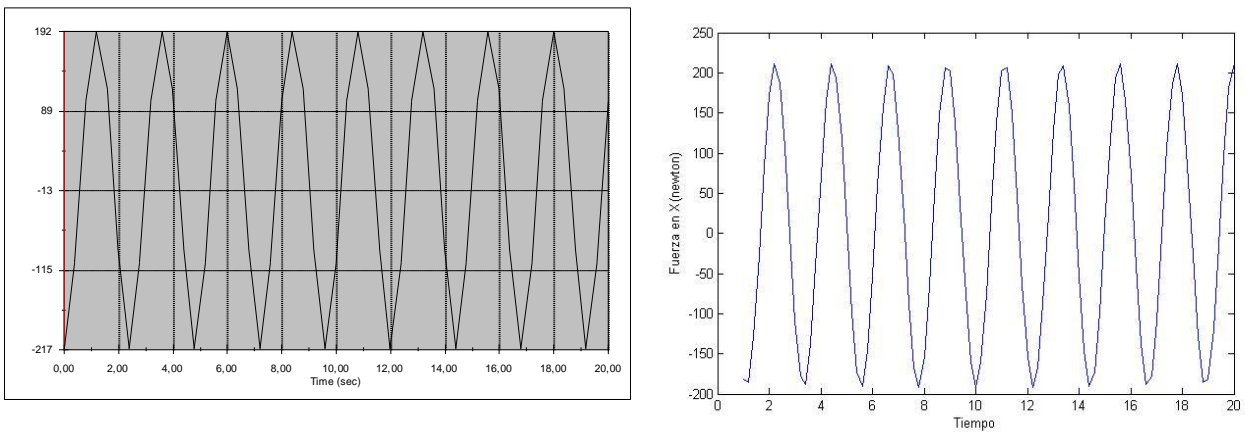


Figura 27 .Comparación de las fuerzas de inercia sobre las partes móviles en el eje y

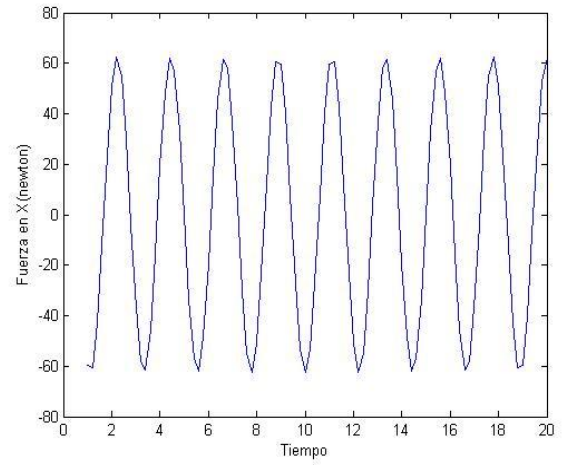
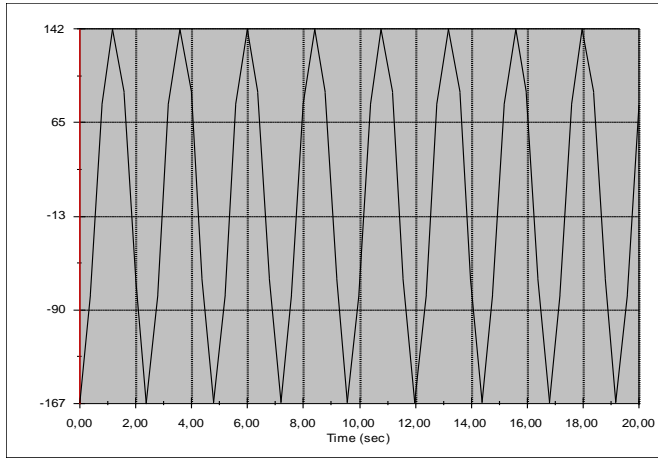


Figura 28. Comparación de las fuerzas de la biela sobre el pasador de la manivela en el eje x

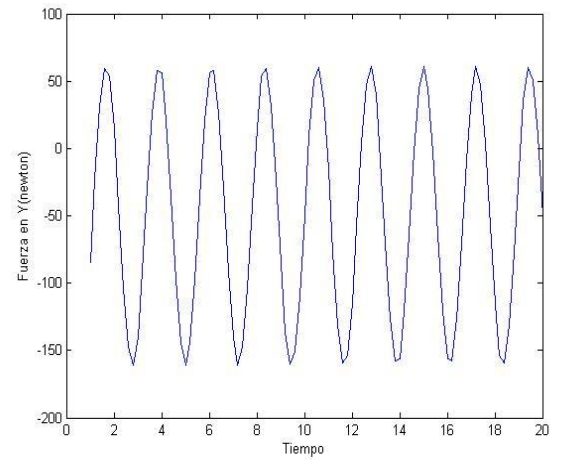
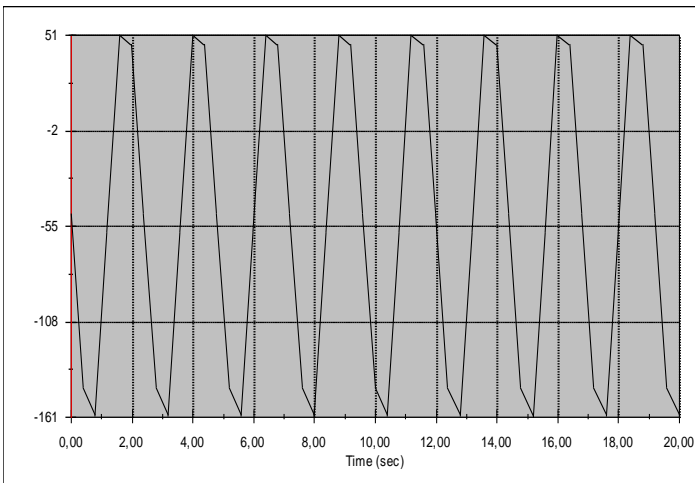


Figura 29. Comparación de las fuerzas de la biela sobre el pasador de la manivela en el eje y

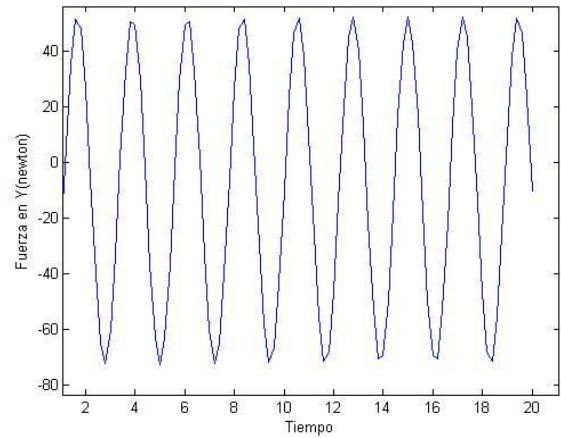
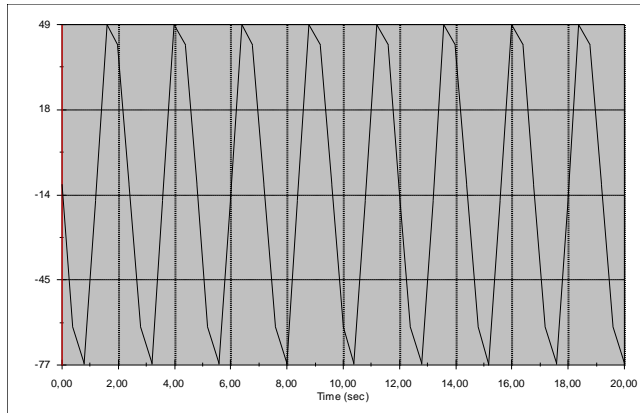
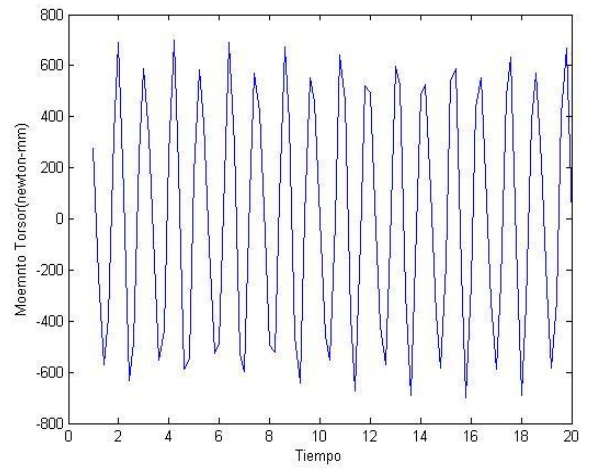
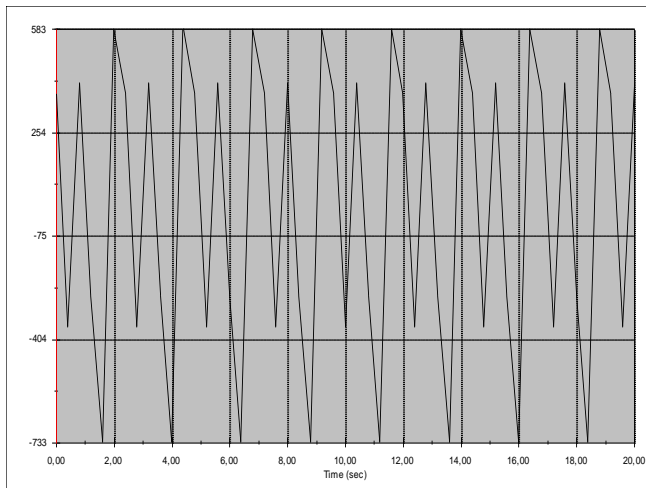


Figura 30. Comparación del momento torsor o el par de sacudimiento



Como se puede apreciar las graficas anteriores son muy similares, dando en algunas valores altos, cuales puntos son necesarios tener en cuenta a la hora de

hacer el análisis de vibraciones, como las fuerzas de sacudimiento de las partes móviles en x e y.

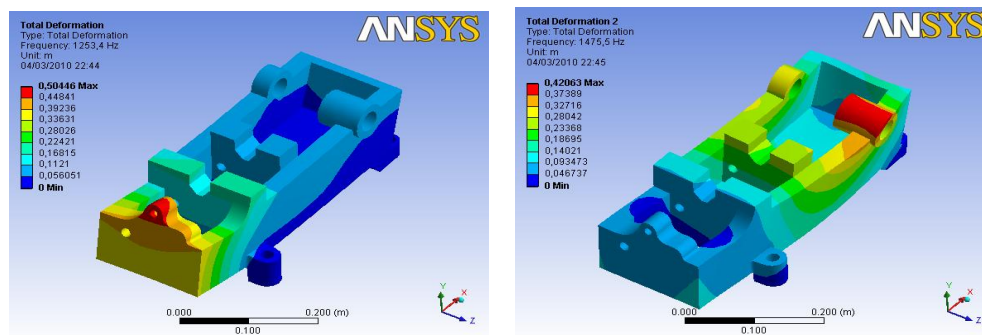
3.1.6. Frecuencias naturales de la estructura y modos de vibración. Ahora se presentará los resultados encontrados para las frecuencias naturales de la estructura de la formadora las cuales pueden ser excitadas por algunas de las fuentes de excitación presentes en el sistema.

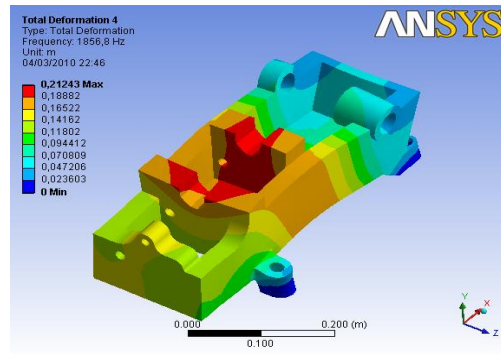
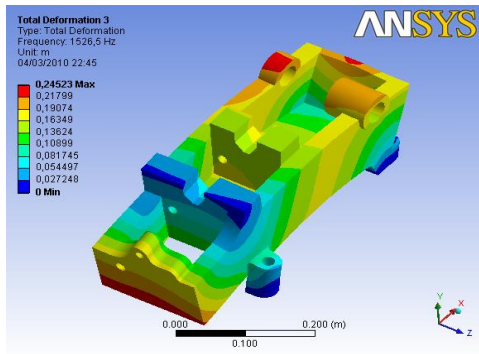
Tabla 3. Frecuencias naturales para la formadora centrífuga

Modo	Frecuencia [Hz]
1,	1165,8
2,	1253,4
3,	1475,5
4,	1526,5
5,	1856,8
6,	2032,4

Se puede ver lo altas que son las frecuencias naturales de esta estructura; esto asegura que no serán excitadas en la operación normal de la máquina. En la figura 31 se muestran algunos de esos modos de vibración.

Figura 31. Modos de vibración de formadora

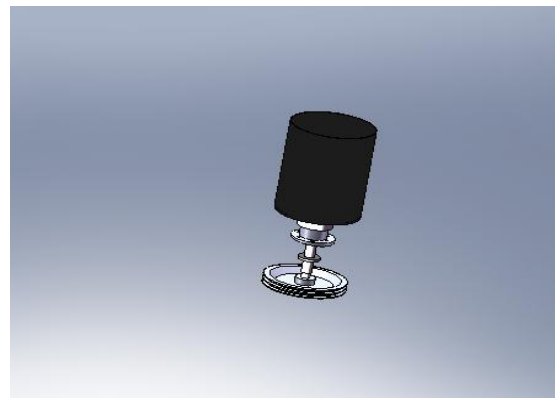
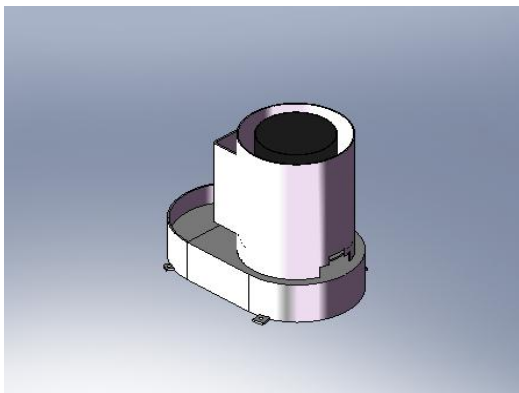




3.2. SECADORA CENTRIFUGA.

3.2.1. Análisis dinámico de secadora centrífuga. Para realizar un modelo de la secadora centrífuga, hay que conocer la naturaleza de la carga con la cual trabaja, la configuración de los anclajes, etc., La secadora centrífuga es una máquina que tiene como función secar las piezas que salen de un proceso de lavado por medio de centrifugado, consta de un tambor giratorio donde se depositan las piezas a ser secadas, una carcasa donde se aloja el tambor con los demás mecanismos, un eje que se acopla al tambor, una transmisión por medio de poleas y correas, y un motor eléctrico.

Figura 32. Modelo de secadora centrífuga

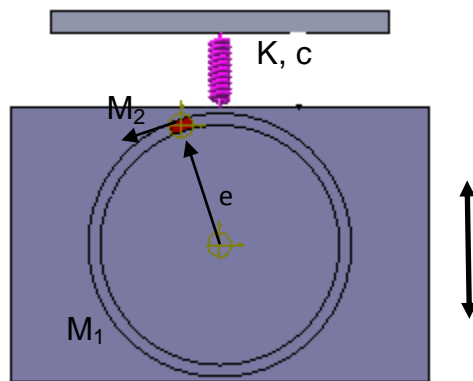


En la figura 32 se puede apreciar el tambor giratorio donde se depositan las piezas que se secan por medio de centrifugado. Este tambor se encuentra sujeto por medio de un eje que se soporta en dos chumaceras. La carga depositada en el tambor es de naturaleza variada; desde botones metálicos hasta partes de hebillas metálicas. Este tipo de carga no se distribuye uniformemente en el tambor, lo que hace que la máquina tenga una carga de desbalance, generando con ello alta vibración. Para realizar un estudio de vibraciones se requiere hacer un modelo que simplifique el fenómeno real. Existe una vasta bibliografía para el fenómeno del balanceo de rotores, sin embargo, esta información hace referencia a una masa desbalanceada que permanece constante, es decir, es una masa que no cambia de posición ni de valor mientras la máquina opera. En el caso de la secadora, la naturaleza de la carga se acomoda constantemente al operar la máquina, por lo que hace difícil determinar un valor de masa desbalanceada. Aunque esto es una dificultad, lo que interesa en este estudio es analizar las tendencias, más no un valor real del desbalance, ya que lo que se busca no es corregir el desbalance (corregir el desbalance no es posible, y es una condición natural de la operación de la máquina), sino ver el comportamiento general de la máquina.

Fuere cual fuera el desbalance que se produce en la máquina lo cierto es que se puede representar como un valor de masa desbalanceada y la fuerza que produce es siempre radial. Esto permite recurrir a la teoría de balanceo de rotores. Se iniciará con las ecuaciones que rigen este fenómeno.

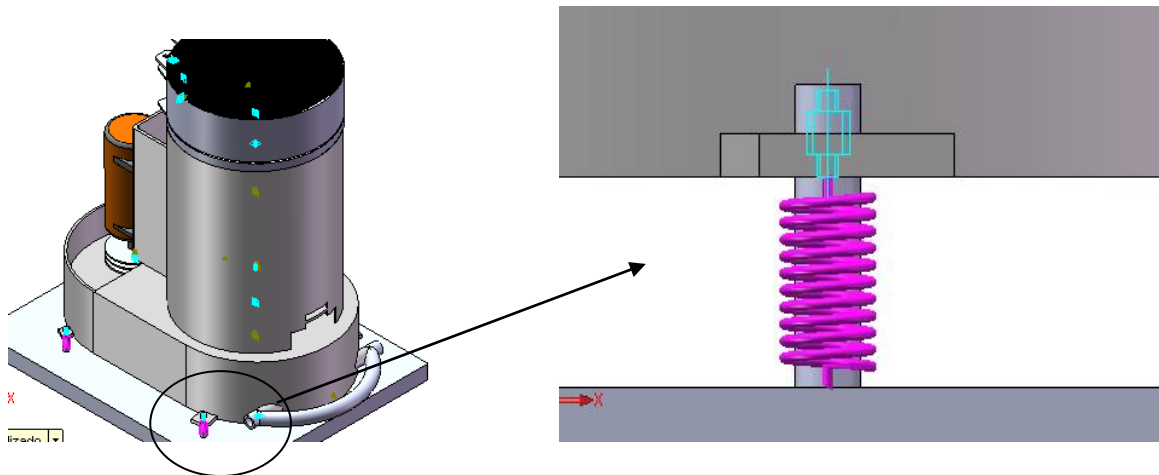
Haciendo una simplificación de la máquina, se puede verla (vista superior) como un bloque de masa M con una masa desbalanceada que gira a una velocidad angular ω con un radio "e". Ver figura 33.

Figura 33. Esquema para estudio de sistema desbalanceado



Se verá el caso sencillo de un grado de libertad para ver su comportamiento, en este caso, la máquina realmente no tiene resortes en la dirección radial como en la figura 33, sino que los tiene en la dirección vertical, por lo que se puede considerar que la máquina está restringida en movimiento horizontalmente.

Figura 34. Soportes de secadora centrífuga en Fantaxias Ltda



Los resortes se encuentran ubicados en la parte inferior de la máquina, soportando en peso de la máquina y de la carga, pero su efecto a reducir la carga

de desbalance es ineficiente, haciendo la transmisibilidad absoluta igual a la unidad. Continuando con el análisis de desbalanceo con un grado de libertad, la ecuación diferencial que rige el comportamiento de este sistema es:

$$M1\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (m2 * e * \omega^2)sen(\omega t) \quad (3.40)$$

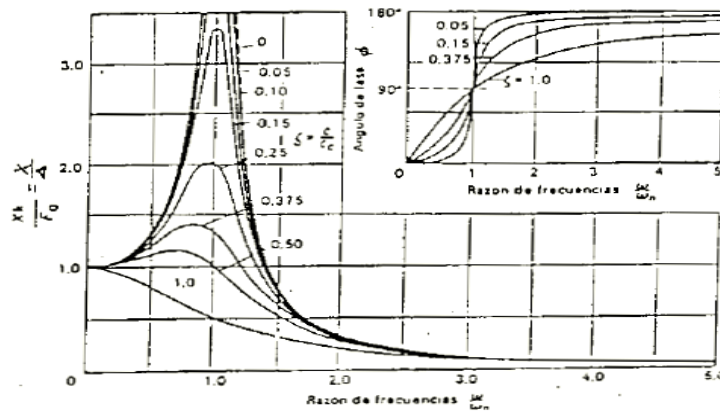
Donde $M2 * e * \omega^2$ representa la fuerza de desbalance. La solución sería:

$$\frac{M1 * X}{m2 * e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\delta \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (3.41)$$

$$tag(\varphi) = \frac{2\delta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (3.42)$$

Estas ecuaciones se pueden apreciar gráficamente como se ve en la figura 35. En estas gráficas se puede apreciar la variación del ángulo de fase y de la amplitud adimensional de la vibración con la relación de frecuencia circular y la relación de amortiguación.

Figura 35. Gráficos de respuestas de un sistema forzado con amortiguamiento



* GARCIA CASTRO, Alfonso. Vibraciones mecánicas, módulo I. Colombia.2001.

Puede verse en la gráfica que en la resonancia la amortiguación tiene gran influencia y para relaciones de velocidad mayores no es tan influyente. El ángulo de fase incrementa con la relación de velocidad haciéndose 90 grados en la resonancia e independiente de la amortiguación.

La secadora es un caso donde la máquina se restringe para vibrar en la dirección horizontal (naturaleza del soporte), por tal motivo toda la fuerza de desbalance es transmitida a los apoyos y está dada por la expresión.

$$F = m * e * \omega^2 * \text{Sen}(\omega t) \quad (3.43)$$

Donde

m = masa de desbalance

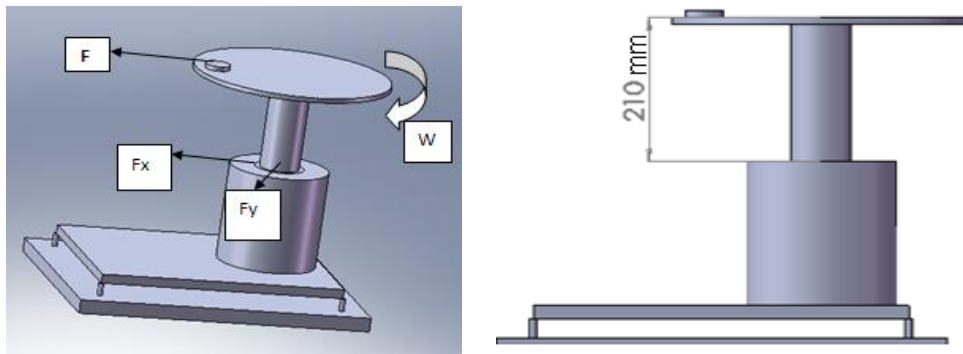
e = excentricidad

y ω =velocidad angular del rotor.

Esta fuerza es transmitida a los rodamientos y a su vez se transmite a los anclajes de la máquina (por lo tanto al piso), en la situación más favorable, todos los anclajes soportan igual carga, esto ocurre cuando están simétricos, caso que no es, y en el caso más grave la fuerza la soporta un solo anclaje.

Para el estudio se va a suponer una masa desbalanceada a una excentricidad e que permanecerá constante, en el tambor de la máquina. Se colocará una masa que se variará para analizar el comportamiento. El modelo se muestra en la figura 36.

Figura 36. Modelo de carga simplificado de una secadora centrífuga



Este modelo representa un tambor que tiene una excéntrica que gira a una velocidad ω y una masa M que se irá variando, la excentricidad se mantendrá constante.

Para el análisis tendremos los siguientes datos.

Velocidad del motor = 1675 RPM.

Relación de poleas= 2:1

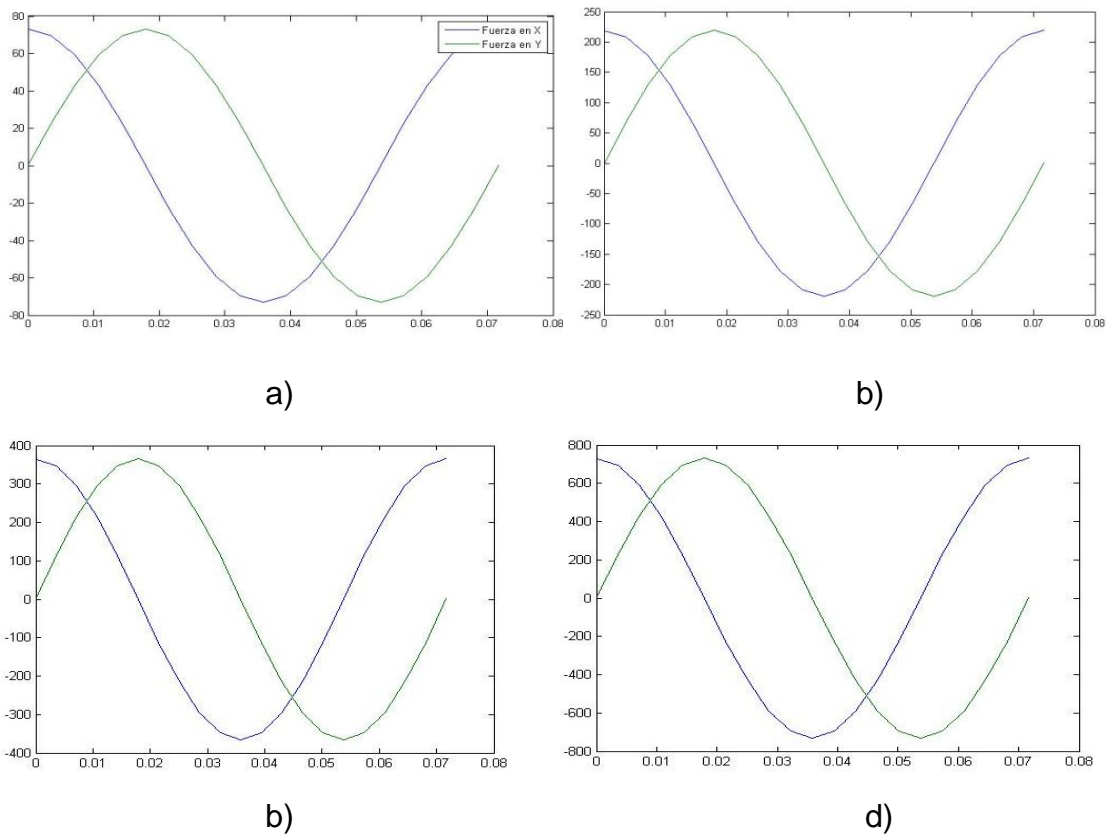
Velocidad de Tambor = 837.5 RPM = 87.7 Rad/sg.

Tabla 4. Parámetros de cálculo para varias condiciones en secadora.

M (Kg)	e (m)	W (rad/s)	Fr (N)
0.1	0.095	87.7	73.1
0.3	0.095	87.7	219.2
0.5	0.095	87.7	365.3
1	0.095	87.7	730

Las gráficas de las fuerzas aplicadas en los cojinetes de la máquina en las direcciones perpendiculares en plano horizontal son como se muestra a continuación.

Figura 37. Fuerza (N) Vs tiempo (s) en el cojinete a) $m=0.1\text{Kg}$. b) $M=0.3\text{ Kg}$. c) $m=0.5\text{ Kg}$. d) $m=1\text{Kg}$

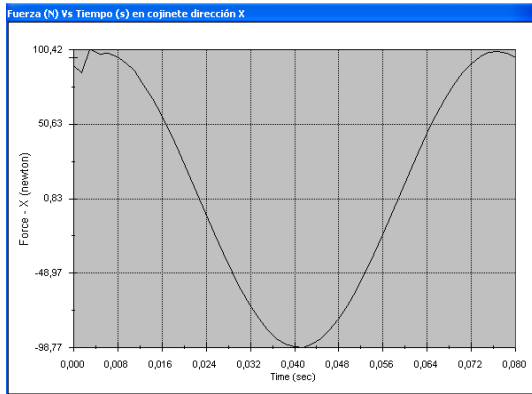


Se puede apreciar el desfase de 90 grados que hay en la fuerza en la dirección x e y como es de esperarse.

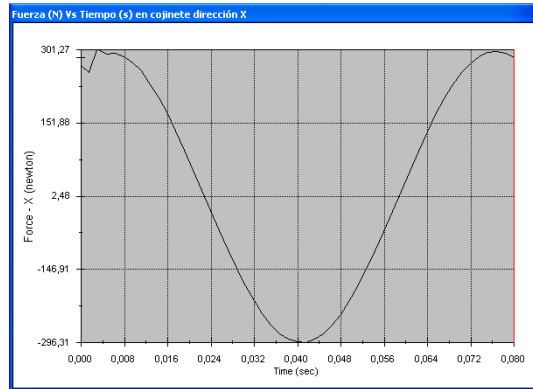
Estos resultados se realizaron partiendo de considerar la máquina anclada totalmente al suelo, esto trae como resultado que la fuerza transmitida al cojinete

en la dirección vertical es nula. A continuación se mostrarán los resultados por modelado en SolidWorks 2007 con las mismas condiciones.

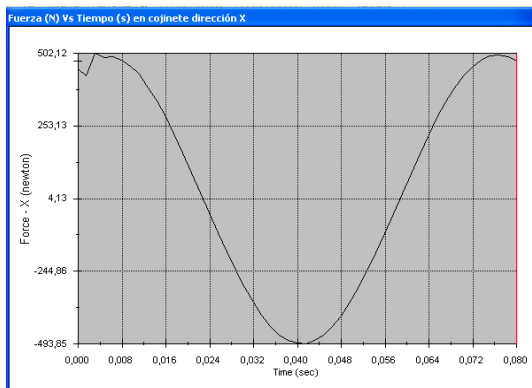
Figura 38. Fuerza (N) Vs tiempo (s) en el cojinete a) $m=0.1\text{Kg}$. b) $M=0.3\text{ Kg}$. c) $m=0.5\text{ Kg}$. d) $m=1\text{Kg}$



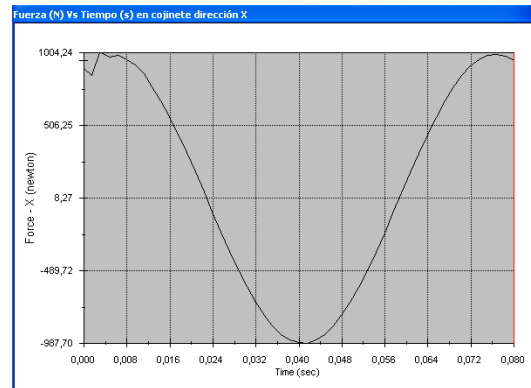
a)



b)



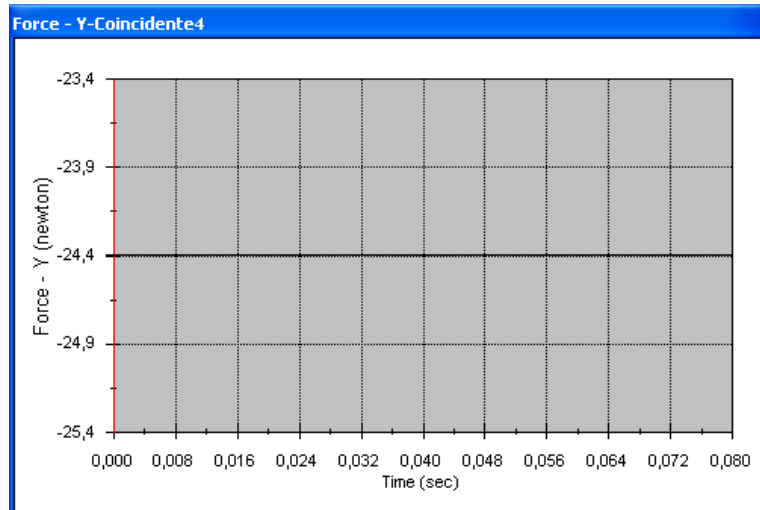
c)



d)

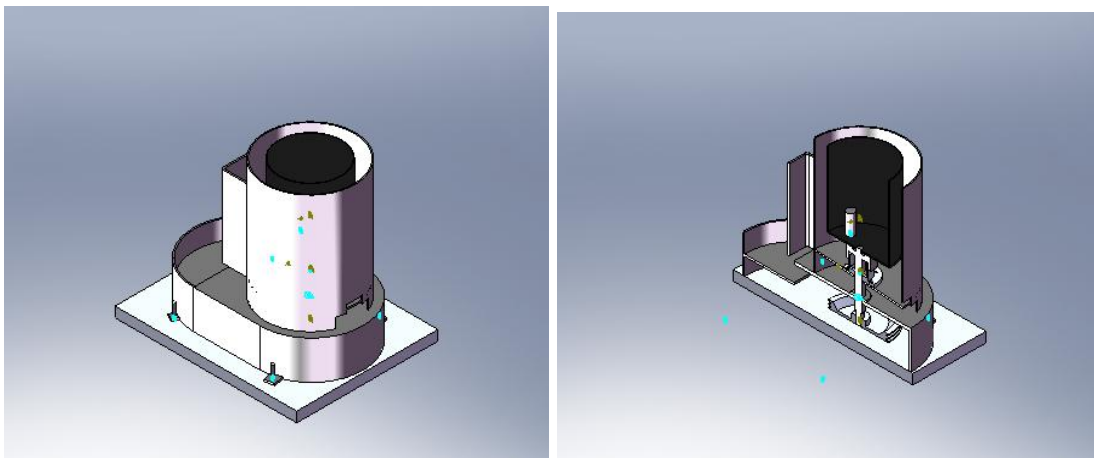
Como se puede apreciar en las gráficas los resultados son muy similares. Veamos la fuerza en la dirección vertical para nuestro modelo en SolidWorks.

Figura 39. Fuerza (N) Vs tiempo (s) en el cojinete en la dirección vertical.



Como se puede apreciar la fuerza tiene un valor constante y equivalente al peso del tambor y sus acoples.

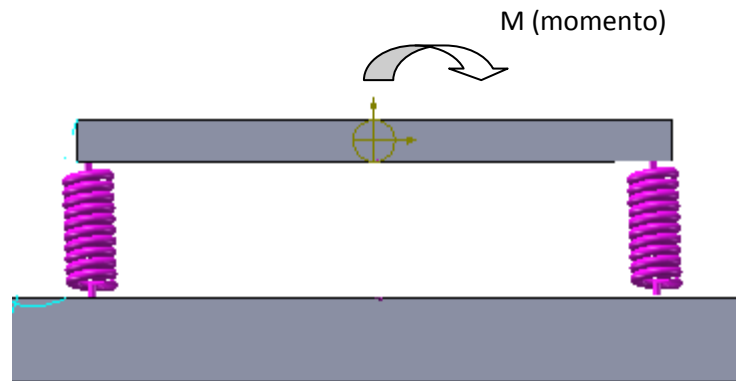
Figura 40. Modelo en SolidWorks para análisis (con vista de corte).



Este modelo nos sirve para ver el comportamiento global, pero la realidad es que la máquina no se encuentra totalmente anclada, se le permite moverse

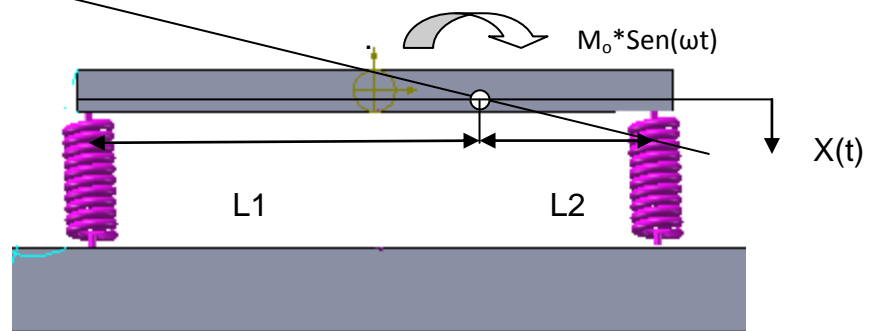
verticalmente gracias a unos resortes en sus anclajes, pero se encuentra restringida para desplazarse horizontalmente. Como hemos mencionado antes, la carga de desbalance se encuentra en el plano horizontal. Un modelo más realista del fenómeno es trasladar la fuerza desbalanceada a la bancada de la máquina, esto daría como resultado una fuerza que gira sobre la bancada, pero que su efecto se ve anulado por los anclajes que la soportan, y un momento que gira a la velocidad del rotor.

Figura 41. Modelo para estudio analítico de secadora centrífuga



El valor del momento es la fuerza de desbalance por la distancia vertical en que se encuentra la masa desbalanceada. Este momento visto como se aprecia en la figura 42 es de la forma $M_0 \cdot \text{Sen}(\omega t)$. Hay que tener en cuenta la posición del centro de gravedad. El modelo es como se muestra en la figura 42.

Figura 42. Variables independientes del modelo



Tomando como referencia el centro de masa, podemos describir el movimiento con la coordenada 'x' y el ángulo que forma la viga con la horizontal. Las ecuaciones que describen el fenómeno se obtienen a partir de aplicar las leyes de Newton.

Sea M_a =masa total.

M =momento de torsión= $M_o \cdot \text{sen}(\omega t)$

Θ = ángulo formado con la horizontal.

L_1 = distancia del extremo izquierdo hasta centro de masa.

L_2 = distancia del extremo derecho hasta centro de masa.

$$M_a * \ddot{x} + k(x + \theta L_1) - k(x - \theta L_2) = 0 \quad (3.44)$$

$$J_o * \ddot{\theta} - k(x + \theta L_1)L_1 + k(x - \theta L_2)L_2 = M_o * \text{sen}(\omega t) \quad (3.45)$$

Estas ecuaciones pueden reorganizarse de la siguiente forma.

$$M_a * \ddot{x} + 2kx + k(L_1 - L_2)\theta = 0 \quad (3.46)$$

$$J_o * \ddot{\theta} + k(L_2 - L_1)x - (L_1^2 + L_2^2)k\theta = M_o * \text{sen}(\omega t) \quad (3.47)$$

Que expresado en forma matricial tenemos.

$$\begin{bmatrix} M_a & 0 \\ 0 & J_o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k & k(L_1 - L_2) \\ -k(L_1 - L_2) & -(L_1^2 + L_2^2)k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ M_o \end{bmatrix} * \text{sen}(\omega t) \quad (3.48)$$

Asumiendo una solución de la forma.

$$x = X \text{sen}(\omega t) \quad (3.49)$$

$$\theta = \emptyset \text{sen}(\omega t) \quad (3.50)$$

Remplazando en la ecuación matricial la solución tenemos.

$$\begin{bmatrix} -Ma * \omega^2 & 0 \\ 0 & -Jo * \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ \emptyset \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k & k(L1 - L2) \\ -k(L1 - L2) & -(L1^2 + L2^2)k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ \emptyset \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Mo \end{bmatrix} \quad (3.51)$$

Tomando como factor el vector solución.

$$\begin{bmatrix} 2k - Ma * \omega^2 & k(L1 - L2) \\ -k(L1 - L2) & -k(L1^2 + L2^2) - Jo * \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ \emptyset \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Mo \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

Que de forma simplificada puede expresarse como.

$$[Z(\omega)] \begin{bmatrix} X \\ \emptyset \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ Mo \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

La solución de esta ecuación es.

$$\begin{bmatrix} X \\ \emptyset \end{bmatrix} = [Z(\omega)]^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ Mo \end{bmatrix} = \frac{Adj([Z(\omega)])}{|[Z(\omega)]|} \begin{bmatrix} 0 \\ Mo \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

$$Adj([Z(\omega)]) = \begin{bmatrix} -k(L1^2 + L2^2) - Jo * \omega^2 & k(L1 - L2) \\ -k(L1 - L2) & 2k - Ma * \omega^2 \end{bmatrix} \quad (3.55)$$

$$|[Z(\omega)]| = (2k - Ma * \omega^2)(-k(L1^2 + L2^2) - Jo * \omega^2) + k^2(L1 - L2)^2 \quad (3.56)$$

Entonces.

$$\begin{bmatrix} X \\ \emptyset \end{bmatrix} = \frac{\begin{bmatrix} -k(L1^2 + L2^2) - Jo * \omega^2 & k(L1 - L2) \\ -k(L1 - L2) & 2k - Ma * \omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ Mo \end{bmatrix}}{(2k - Ma * \omega^2)(-k(L1^2 + L2^2) - Jo * \omega^2) + k^2(L1 - L2)^2} \quad (3.57)$$

Lo que da como resultado.

$$X = \frac{k(L1-L2)M_o}{(2k-Ma*\omega^2)(-k(L1^2+L2^2)-J_o*\omega^2)+k^2(L1-L2)^2} \quad (3.58)$$

$$\emptyset = \frac{(2k*-Ma*\omega^2)M_o}{(2k-Ma*\omega^2)(-k(L1^2+L2^2)-J_o*\omega^2)+k^2(L1-L2)^2} \quad (3.59)$$

Como se puede apreciar esta es la solución general para este problema, lo que falta es remplazar por los valores de la máquina y obtendremos la solución particular de nuestra máquina.

Ahora vamos a determinar las masas de los elementos importantes de la máquina y determinar el centro de masa del conjunto.

Cuerpo.

Masa total=113.7 Kg

Centro de masa.

X=468.7mm (medidos desde el extremo izquierdo)

Y=271 mm (medidos desde la base)

Tambor.

Masa total= 11.10 Kg

Centro de masa.

X=0

Y= 122 mm (medidos desde el fondo en el centro del tambor)

Eje acople.

Masa total= 6.3 Kg

Centro de masa.

X=0

Y= -21 mm (medidos desde comienza el acople)

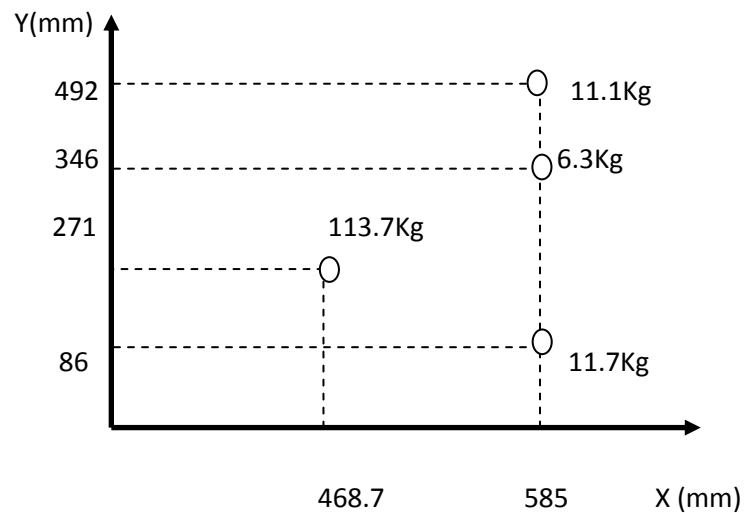
Polea

Masa total= 11.7 Kg

Y=14 mm (desde el fondo de la polea)

Con estos datos y con su posición relativa podemos ubicar las masas en eje coordinado común ubicado en el extremo izquierdo de la máquina. En la siguiente gráfica se puede apreciar la ubicación de las masas.

Figura 43. Distribución de masas en plano X-Y de secadora centrífuga



Utilizando esta distancia podemos calcular el centro de masa.

$$X_c = 492.4 \text{ mm} \quad , \quad Y_c = 276.3 \text{ mm}$$

Masa Total = 142.8 Kg.

Ahora podemos calcular el momento polar de inercia en el centro de masa.

$$J_o = \sum (R_i^2 * M_i) \quad (3.60)$$

Donde R_i es el radio desde el centro de masa al punto másico, y M_i es la masa del punto.

$$J_o = 1287340.8 \text{ Kg mm}^2 = 1.287 \text{ Kg m}^2$$

Para el cálculo del momento necesitamos la altura que se encuentra la fuerza de desbalance, la velocidad angular, y la masa desbalanceada.

$$M_o = m * e * \omega^2 * h \quad (3.61)$$

Donde

h =altura de la masa de desbalance (m).

Se hará el análisis con los datos de masas dados anteriormente en la tabla 4. para una altura $h= 535 \text{ mm}= 0.53\text{m}$ que es aproximadamente la ubicación de nuestra masa excéntrica.

La distancia entre anclajes es de $510 \text{ mm}=0.51\text{m}$; la distancia desde el extremo izquierdo hasta el primer anclaje es de $148 \text{ mm}= 0.148\text{m}$.

Por tanto.

$L1=165.6\text{mm}=0.165\text{m}$

$L2=344.4\text{mm}=0.344\text{m}$.

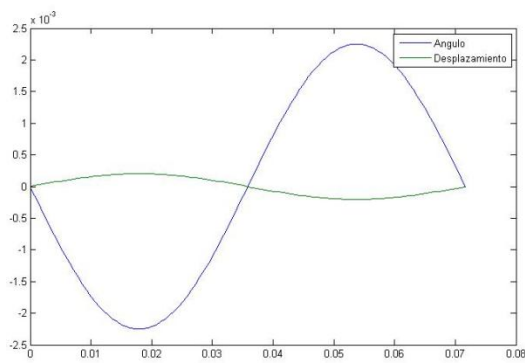
Ahora falta definir las constantes de resortes que soportan la máquina. Hay que tener en cuenta que la máquina tiene cuatro apoyos, como se está trabajando una vista frontal solo se representara dos apoyos, por lo que en el análisis la constante equivale a dos resortes en paralelo.

$$K = k1 + k2 \quad (3.62)$$

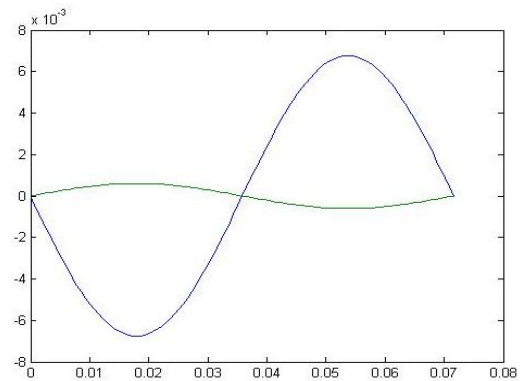
Se toma datos anteriores de masa descentrada, velocidad angular, y demás datos geométricos se puede hallar el comportamiento de este sistema para una constante de resorte de $K=25 \text{ N/mm}=25000 \text{ N/m}$. Como son dos resortes por apoyo, se tiene 50000 N/m .

Para las diferentes masas de desbalance de 0.1 Kg , 0.3 Kg , 0.5 Kg y 1Kg se tiene las siguientes gráficas. El valor del desplazamiento está amplificado por diez, ya que su valor es tan pequeño que aparece como una línea recta si no se aplicaba la amplificación.

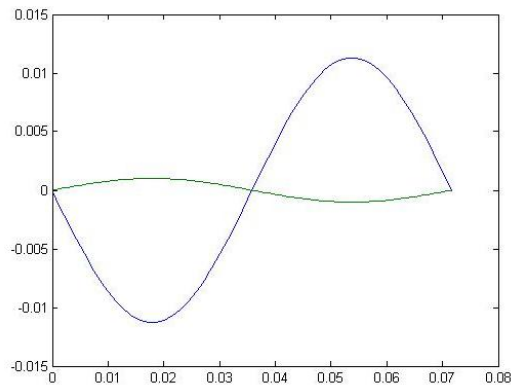
Figura 44. Valor de ángulo (rad) y desplazamiento vertical (m). a) $m= 0.1\text{Kg}$. b) $m=0.3\text{ Kg}$. c) $m=0.5\text{ Kg}$. d) $m=1\text{ Kg}$



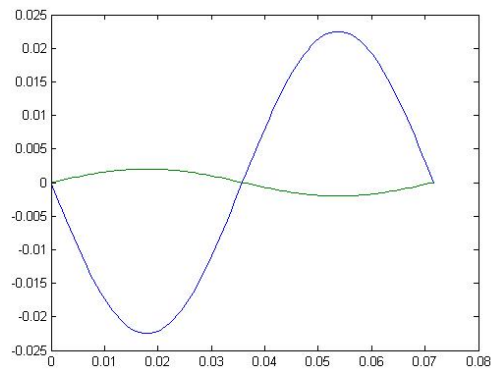
a)



b)



c)



d)

El modelo en SolidWorks varía un poco en los valores, ya que a éste no se le permite movimiento angular debido a las restricciones colocadas. Los resultados para las diferentes masas se muestran a continuación.

Figura 45. Modelo en SolidWorks

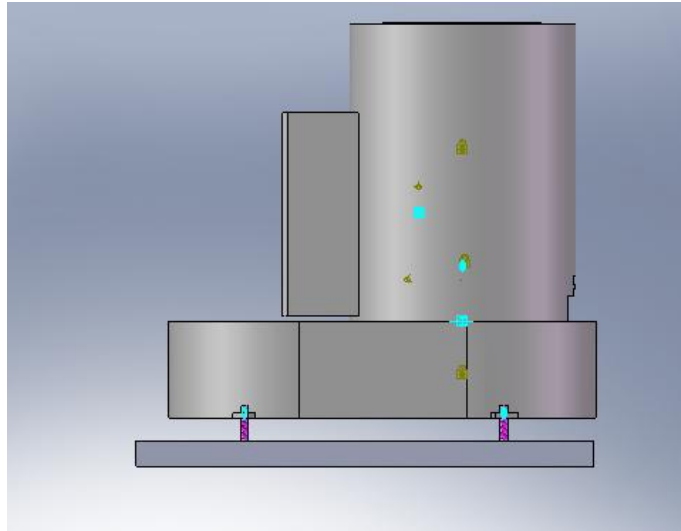
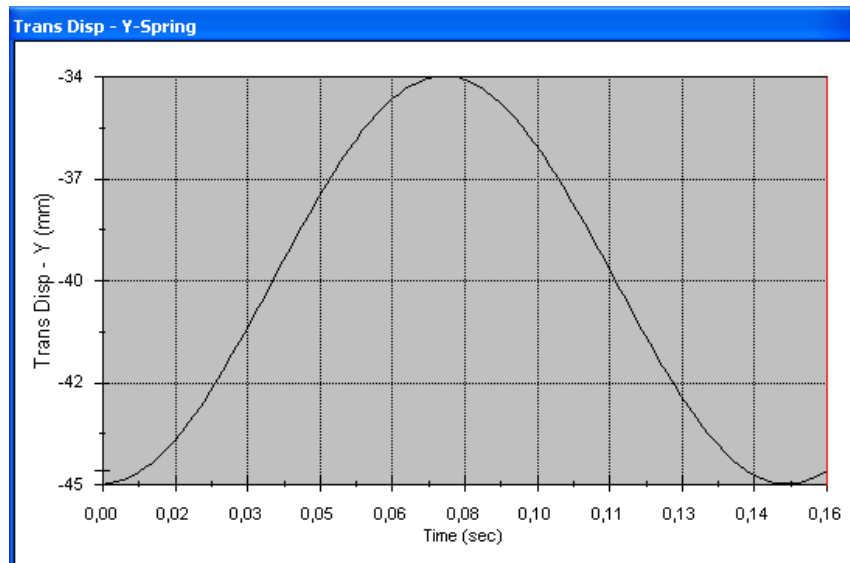


Figura 46. Desplazamiento vertical de la bancada de la máquina



3.2.2. Frecuencia Natural y modos de vibración. Se realizará un análisis de las frecuencias naturales de la estructura de la secadora centrífuga y sus modos de

vibración que posiblemente puedan ser excitados con algunas de las fuerzas presentes en el sistema. Para esto se utilizará la herramienta computacional Ansys Workbench.

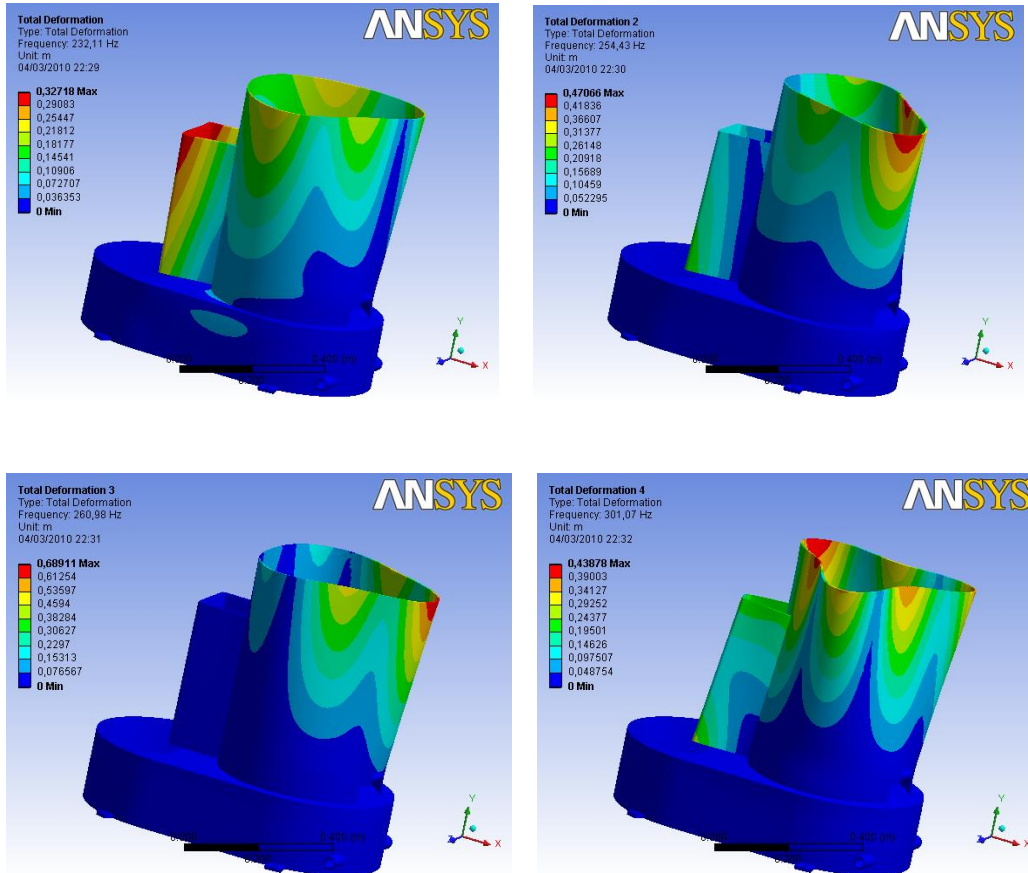
Especificando los materiales, geometrías y demás parámetros importantes se encontró las primeras seis frecuencias naturales como se resume en la Tabla 5.

Tabla 5. Frecuencias naturales de la estructura de secadora centrífuga

Modo	Frecuencia [Hz]
1,	158,05
2,	232,11
3,	254,43
4,	260,98
5,	301,07
6,	309,54

La menor de las frecuencias naturales es muy alta (158.05 Hz), la cual bastante superior a la frecuencia más alta de excitación (velocidad del motor, aproximadamente 28 Hz). Esto no permite ningún fenómeno de resonancia con la estructura de la máquina. En la Figura 47 se mostrarán algunos de los modos de vibración anteriormente mostrados.

Figura 47. Modos de vibración para secadora centrífuga



3.3. MÁQUINA DE PINES

La máquina de pines es donde se le da forma al alambre para realizar pines de hebilla por medio de 4 mecanismos manivela biela corredera. Estos mecanismos son movidos al mismo tiempo, por una cadena que pasa por los respectivos sprockeds. También es utilizada para sacar formas de láminas de metal, actuando

como troqueladora. No todas tiene los 4 mecanismos de manivela biela corredera, algunas sólo utilizan 3.

La máquina de pines consiste en la unión de 4 mecanismos biela-manivela que operan al mismo tiempo para darle una forma correspondiente al material de entrada.

Figura 48. Máquina de pines y su modelado en SolidWorks

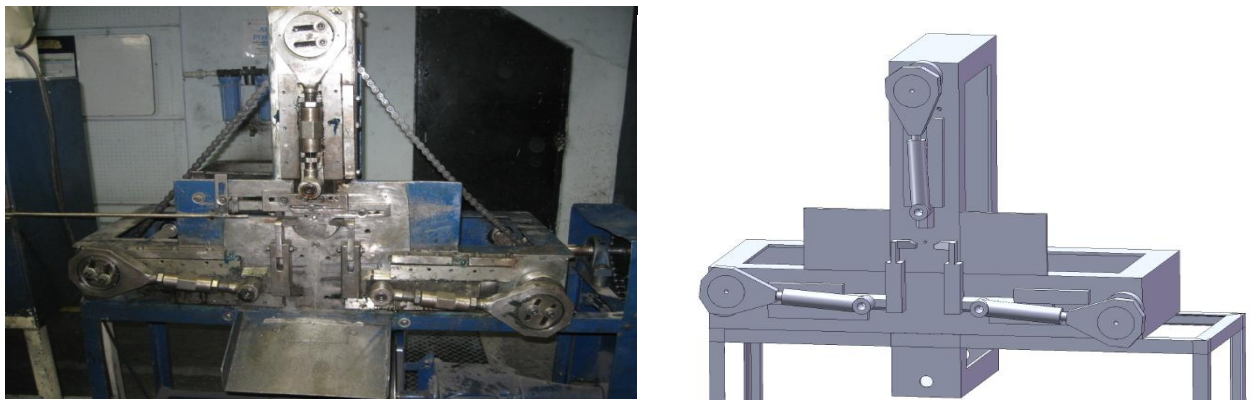
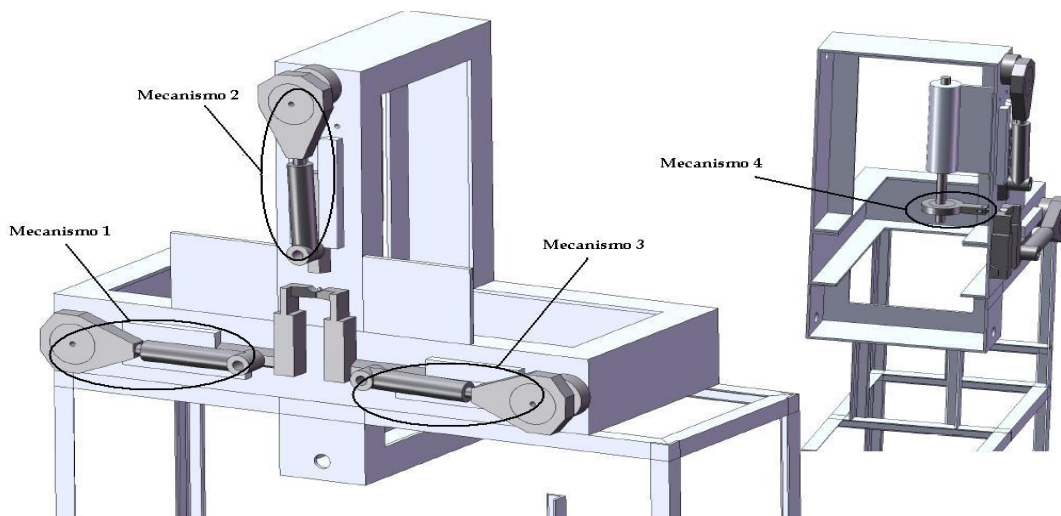


Figura 49. Mecanismos presentes en la máquina de pines



Donde los mecanismos 1, 2 y 3 tienen las mismas características de material y geométricas de manivela, biela y corredera.

3.3.1. Análisis cinemático y Dinámico. El análisis cinemático y dinámico del mecanismo biela-manivela ya ha sido en hecho anteriormente (análisis de mecanismo para la formadora) por lo cual se evitara hacerlo de nuevo, dando las ecuaciones importantes para el estudio que se dan a continuación:

1. La ecuación de desplazamiento:

$$r_b = -r\omega \left(\text{sen } \omega t + \frac{r}{2l} \text{sen } 2\omega t \right)$$

2. Ecuación de torque:

$$T = \frac{M_b}{2} r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{2l} \sin 3\omega t \right) \hat{k}$$

3. Fuerzas de inercia sobre las partes móviles en X e Y

$$F_x = M_a r \omega^2 \cos \omega t + M_b r \omega^2 \left(\cos(2\omega t) + \frac{r}{l} \cos(2\omega t) \right)$$

$$F_y = M r \omega^2 \text{sen } \omega t$$

3.3.1. Mecanismos 1 y 3. En la máquina de pines lo mecanismo 1 y 3 actúan de una manera sincronizada opuesta, lo que hace que sus fuerzas sobre la estructura de la maquina se anulen.

Figura 50. Secuencia de mecanismos en máquina de pines

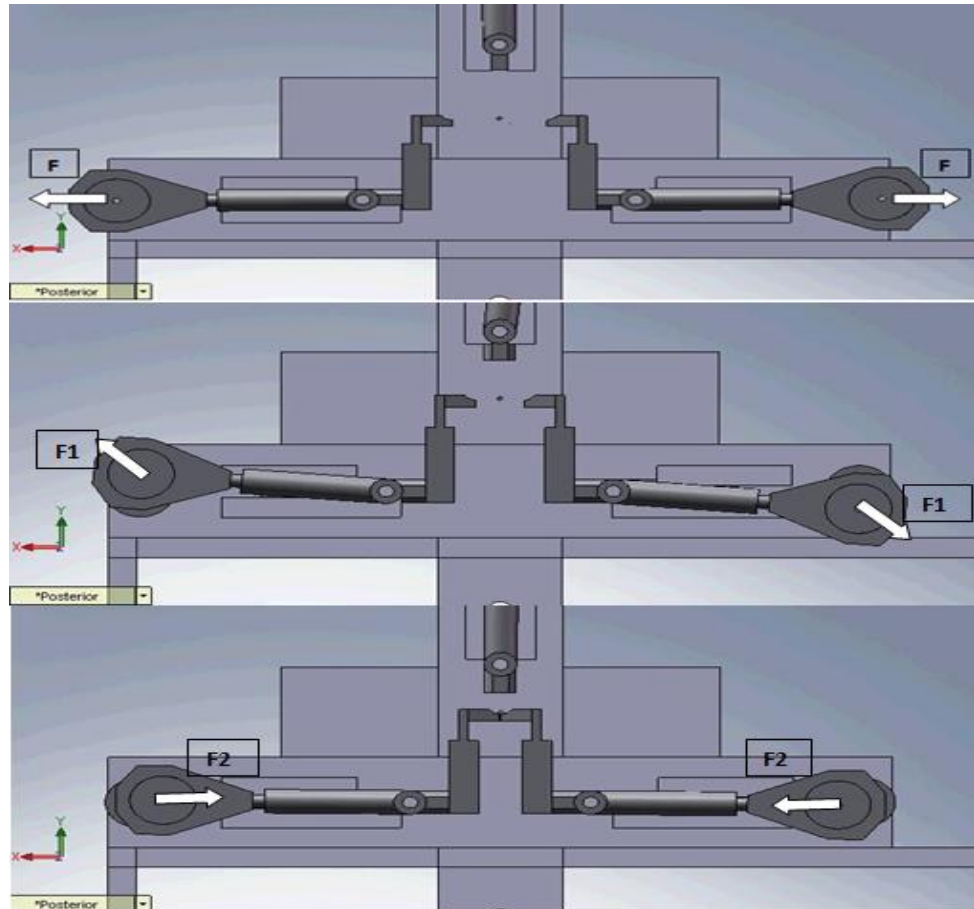


Figura 51. Graficas en X de los mecanismo 1 y 3

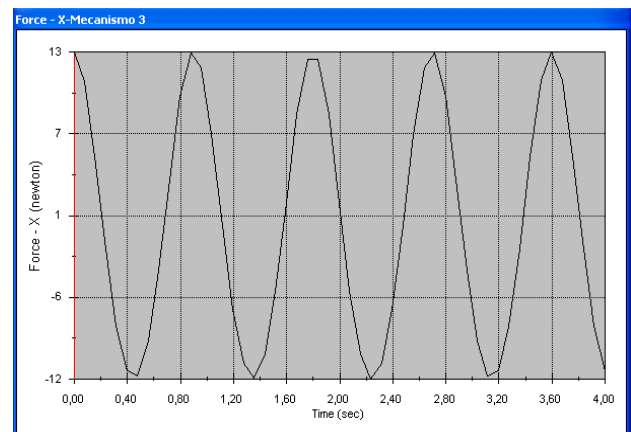
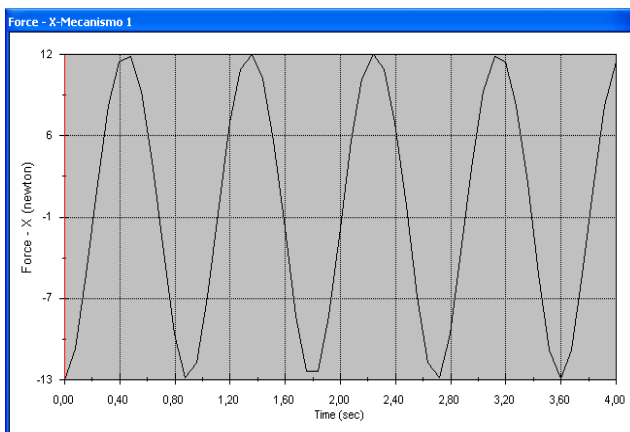
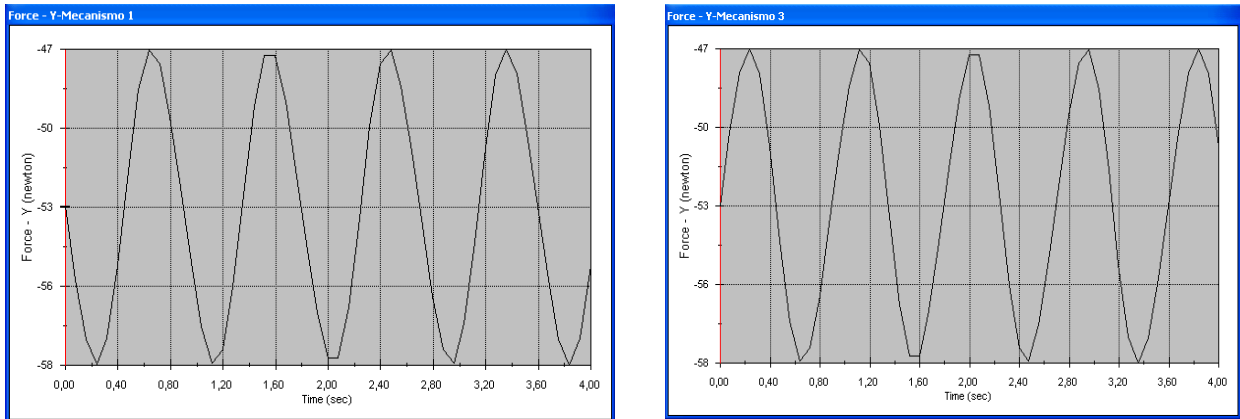


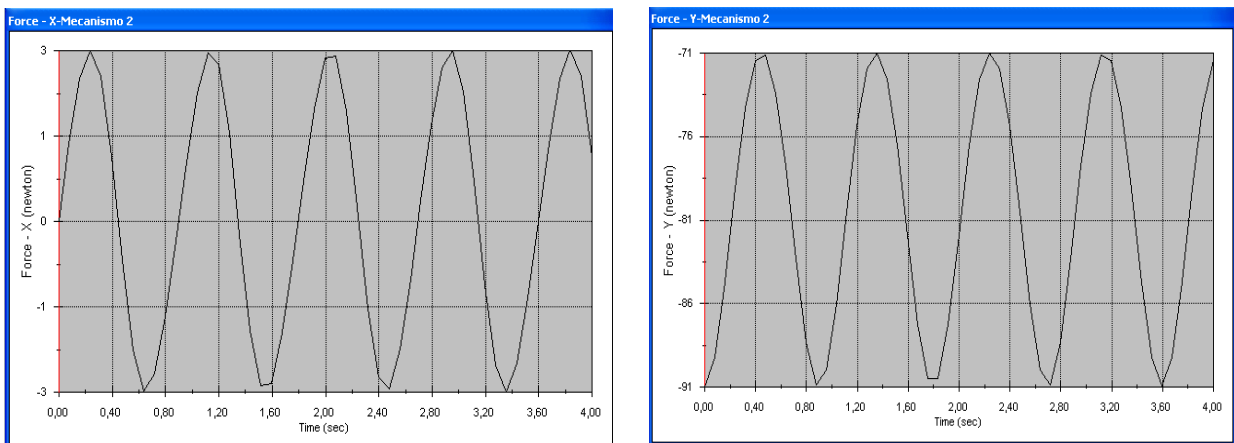
Figura 52. Grafica en el eje y de los mecanismo 1 y 3



Podemos darnos cuenta que los valores son iguales y opuestos en el mismo tiempo de la rotación de cada mecanismo. Estos mecanismo 1 y 3, aunque sus fuerzas se anulan, queda registrado un momento torsor sobre la estructura, que es constante debido a las fuerzas en la misma dirección que es una fuente de vibración.

3.3.1.2. Mecanismo 2.

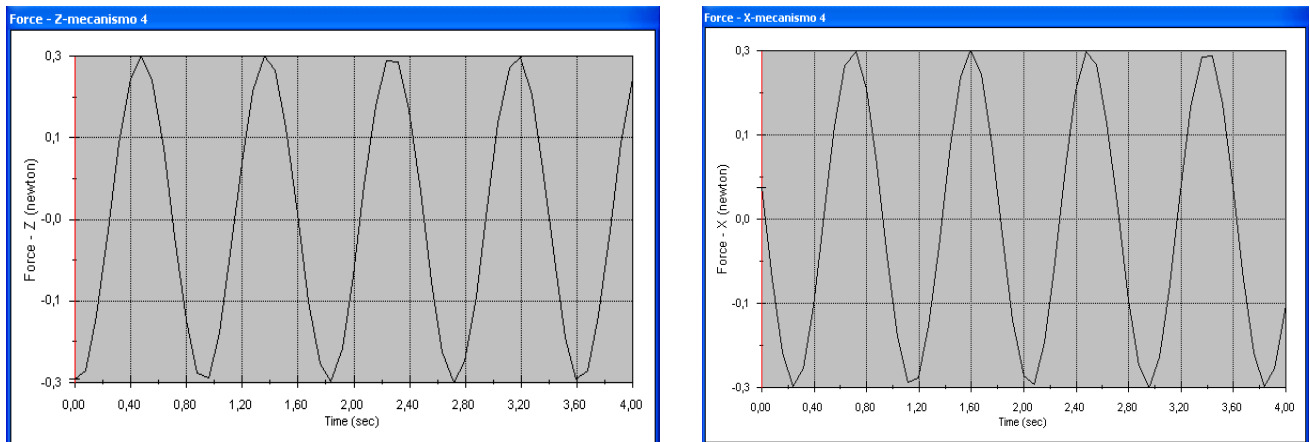
Figura 53. Graficas de fuerza del Mecanismo 2



Podemos darnos cuenta que aunque se produce una fuerza en el eje de las x, que es pequeña, la que más afecta se da en el eje de las y, lo que provocaría una vibración en este eje en toda la estructura.

3.3.1.3. Mecanismo 4.

Figura 54. Graficas de fuerza del mecanismo 4



Vemos en estas graficas que sus valores son pequeños, podríamos decir que despreciables con respecto a los valores de los mecanismo 1, 2 y 3.

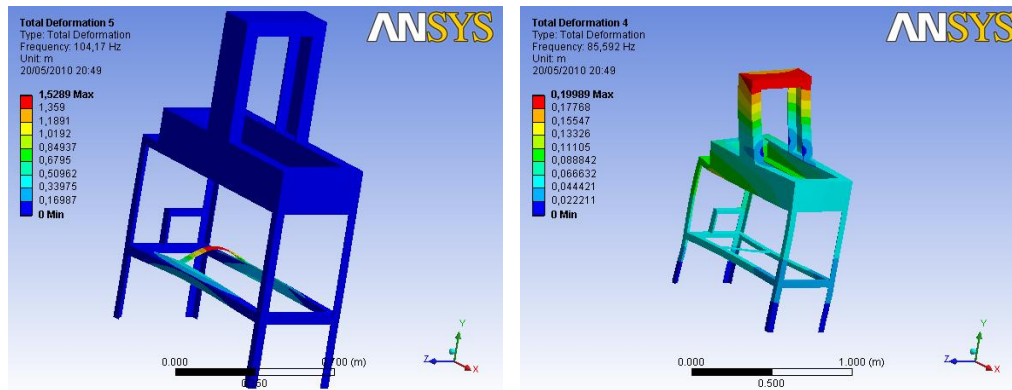
3.3.2. Frecuencias naturales y modos de vibración. Se mostrarán las frecuencias naturales encontradas para la estructura de la máquina de pines encontrados con la herramienta Ansys Workbench.

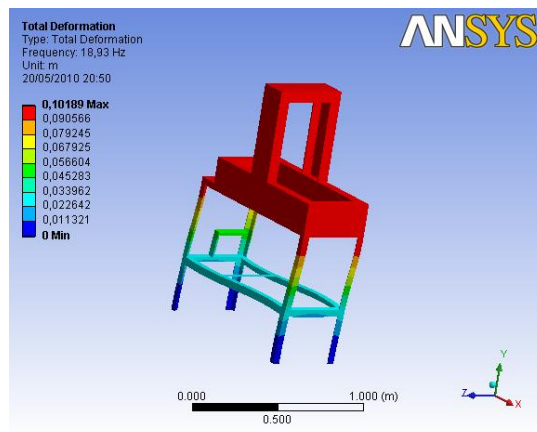
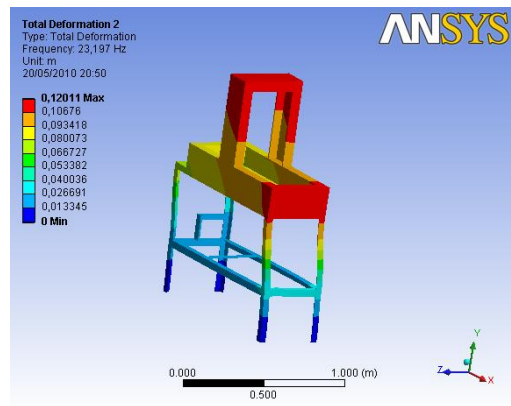
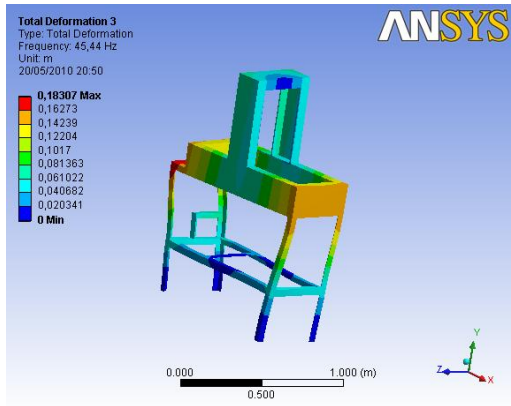
Tabla 6. Primeras seis frecuencias naturales de la máquina de pines

Modos	Frecuencia [Hz]
1,	18,93
2,	23,197
3,	45,44
4,	85,592
5,	104,17

Como se puede ver en la tabla 6, las frecuencias asociadas a esta estructura son bajas. La primera de las frecuencias es próxima a la frecuencia del motor, pero se encuentra aun por debajo. Esto podría generar una condición de resonancia en el caso eventual de igualar la frecuencia natural.

Figura 55. Modos de vibración de la máquina de pines



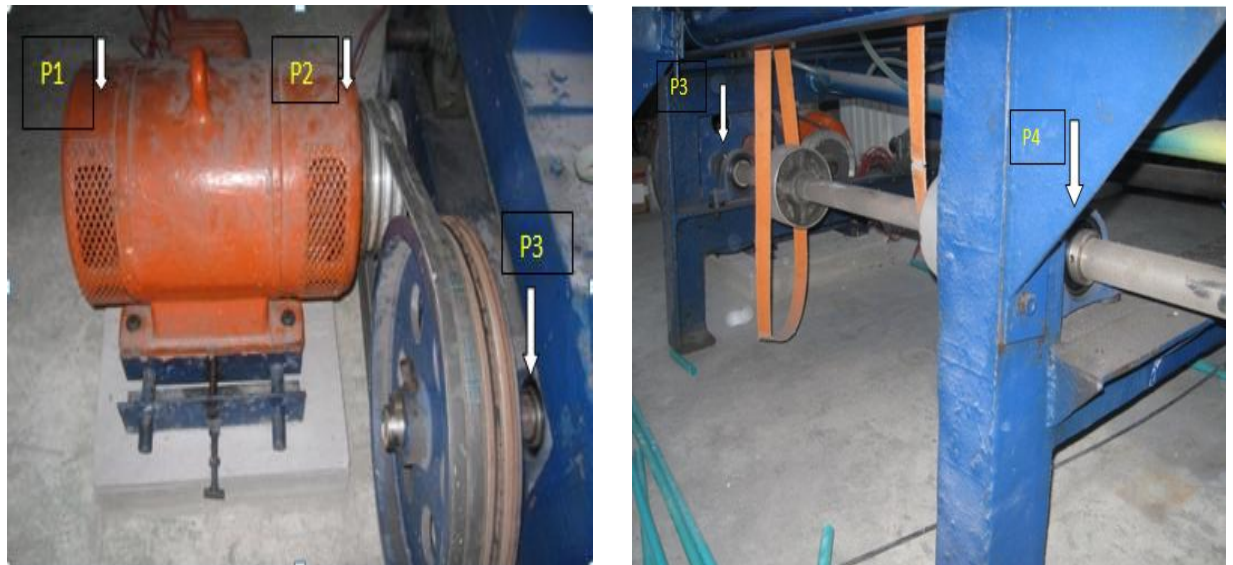


4. MEDICION DE VIBRACIONES EN FANTAXIAS LTDA.

4.1. PUNTOS EN LAS MAQUINAS PARA MEDICION.

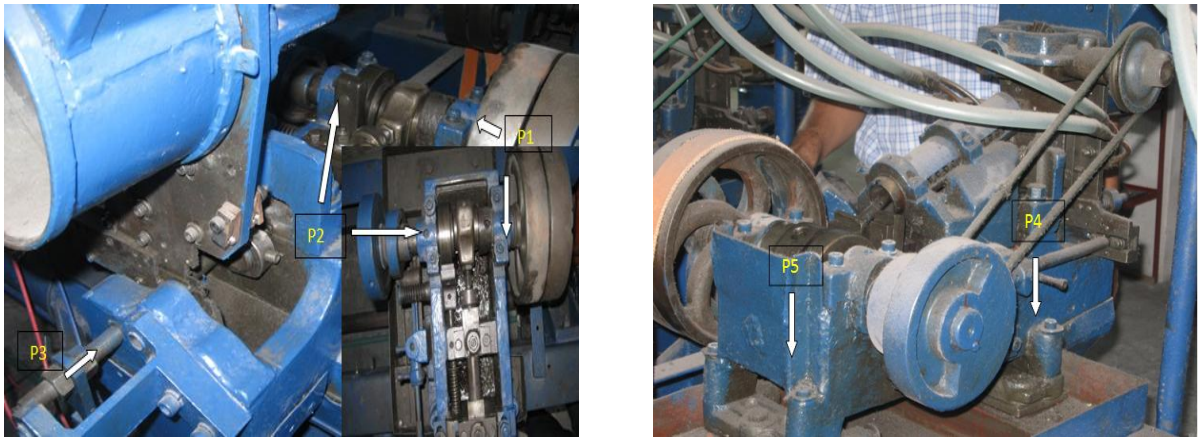
4.1.1. Banco de formadora. En esta sección se mostrará los puntos en los cuales se harán la toma de vibraciones con el analizador CSI 2117.

Figura 56. Puntos en el caballete



La figura anterior hace referencia al caballete del banco de formadora, el motor y el eje que trasmite movilidad a las celdas de formadora, el cual tiene 10 rodamientos en total. Cabe recordar que son 2 ejes y dos motores.

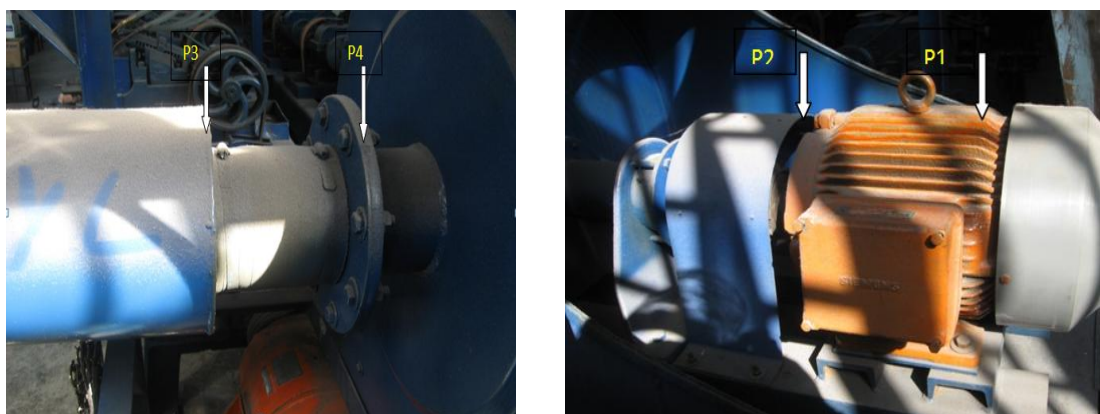
Figura 57. Puntos en la celda de formadora



Aquí se muestran los puntos sobre una celda de formadora (en total son 32 maquinas de estas) sobre los cuales se realizará la medición.

4.1.2. Puntos en ventiladores. A continuación se mostrarán los puntos de medición en los ventiladores. Estos son los encargados de suministrar el aire, el cual tiene como finalidad mover las piezas de formadora en formadora.

Figura 58. Puntos sobre el ventilador

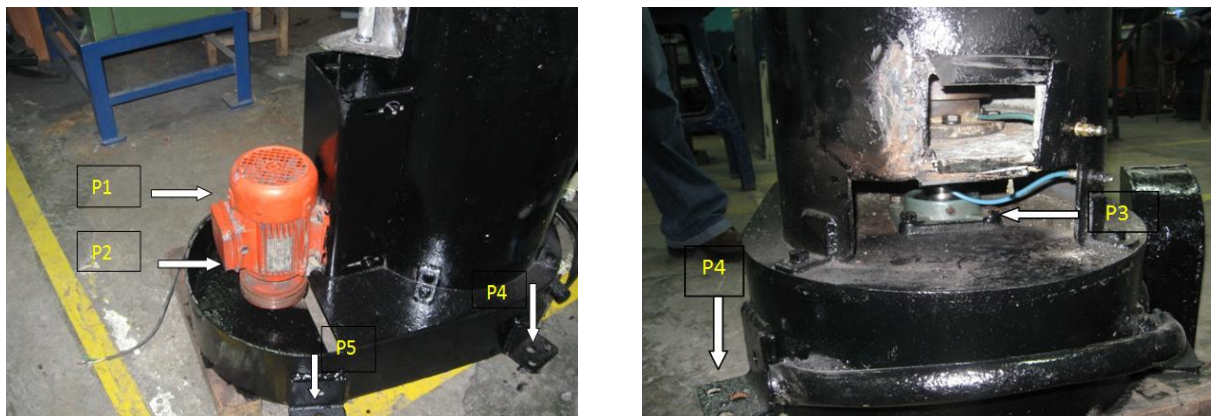


Siguiendo con el mismo orden, se realiza la medición desde el primer plano del motor. En ningún caso se toman mediciones sobre las carcasas que protegen los ventiladores de los motores, debido a que estos tiene frecuencias naturales bajas y puede dar errores en las lecturas.

Cabe notar que eran dos ventiladores, pero debido a una falla mecánica no se pudo acceder al otro ventilador ya reparado.

4.1.3. Secadora Centrifuga. Como puede verse en la figura siguiente, se comienza por el primer plano desde el motor y los puntos de medición en los anclajes de la máquina.

Figura 59. Puntos sobre la secadora centrifuga.



4.1.4. Máquina de Pines. Como se ha procedido con las anteriores máquinas se comenzará desde el primer plano del motor siguiendo el camino de la transmisión del movimiento. Esta máquina tiene rodamientos de lado y lado (15 en total), se comienza la enumeración con los rodamientos de la derecha mirando la máquina de frente a la salida del reductor.

Figura 60. Puntos en la maquinas de pines para medición



4.2. DIFICULTADES LA HORA DE TOMAR LAS MEDIDAS.

En cada grafica se mostro los puntos que son primordiales para la toma de medida de vibraciones; se pretende que en cada punto se tomo las medidas en las 3 direcciones; pero por la estructura de cada máquina esto no será posible; un ejemplo de ellos es la maquina secadora centrifuga la cual la carcasa de la maquina imposibilita realizar algunas mediciones de interés en rodamientos por ser una maquina rotativa; tal como lo vemos en la figura 28, vemos que solo es posible tomas la medidas en una dirección, tal vez dos, pero imposible tomar la otra medida

5. OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE LOS ESPECTROS

En esta parte se mostrarán los espectros obtenidos de cada una de las máquinas de Fantaxias Ltda. Se realizará el diagnóstico de cada una de ellas comparando los espectros con los que se reportan en la literatura y estableciendo el estado de la máquina según el grado de severidad establecido en norma (no existen históricos de vibración de las maquinas).

5.1. LÍMITES Y ESTÁNDAR DE VIBRACIÓN

La amplitud de la vibración es una medida de la severidad de un defecto en una máquina.

Establecer tolerancias o límites de vibración para una máquina dada es imposible, es decir, no es posible establecer un límite que permita determinar que la máquina fallará si lo supera, aun mas, el desarrollo de una falla mecánica es tan complejo que resulta imposible postularlos.

Sin embargo, sería imposible también utilizar efectivamente análisis de vibraciones como un indicador del estado de una máquina sin tener guías disponibles, la experiencia que se ha acumulado del análisis de familias de máquinas muy similares han permitido desarrollar guías muy útiles.

5.1.1. Norma ISO 2372. La norma más ampliamente usada como indicador de la severidad por vibración es la ISO 2372 (BS 4675), la norma puede ser utilizada para determinar niveles de vibración aceptables para varias clases de máquinas. Entonces, para uso de este estándar ISO, primero es necesario clasificar la máquina de interés. Leyendo a través de la carta podemos correlacionar la severidad de la condición de una máquina con la vibración. La norma utiliza el

parámetro de velocidad rms para indicar la severidad. Las cartas A, B, C y D mostradas en la figura 61, clasifican la severidad. Donde A= bueno; B= aceptable; C= apenas aceptable; D= no aceptable.

La clasificación de las máquinas de acuerdo a esta norma es:

- ✓ **Clase I:** Partes individuales de motores y partes de máquinas conectadas integralmente con la máquina completa en su operación normal (motores con potencias menores a 15 Kw son ejemplos de este clase).
- ✓ **Clase II:** Máquinas de tamaño medio (típicamente motores de entre 15 y 75 Kw) sin fundaciones especiales, motores o máquinas rígidamente montados (hasta 300Kw) sobre fundaciones especiales.
- ✓ **Clase III:** grandes máquinas motrices u otras grandes máquinas con masas de inercia montadas sobre fundaciones rígidas y pesadas, las cuales son relativamente rígidas en la dirección de la medición de la vibración.
- ✓ **Clase IV:** grandes máquinas motrices o otras grandes máquinas con masas de inercia montadas sobre fundaciones rígidas, las cuales son relativamente flexibles en la dirección de la medición de la vibración.⁵

⁵SCHEFFER, Cornelius y GIRDHAR, Paresh. Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. Elsevier, 252 p

Figura 61. Clasificación de las máquinas según norma ISO 2372

RANGO DE SEVERIDAD DE VIBRACION		CLASES DE MAQUINAS			
VELOCIDAD RMS (mm/s)	VELOCIDAD (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456				
2.8	3.9598	C	C	C	C
4.5	6.3640				
7.1	10.0409				
11.2	15.8392	D	D	D	D
18	25.4548				
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				
FSM ¹ para las máquinas		1.57020	1	0.62608	0.39625
FSN ² para los niveles (1/FSM)		0.63686	1	1.59725	2.52364

Fuente: SCHEFFER, Cornelius y GIRDHAR, Paresh. Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. Elsevier, pag.252p

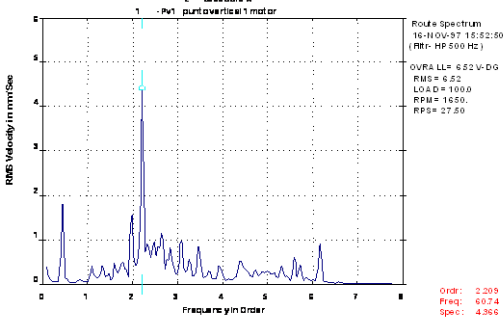
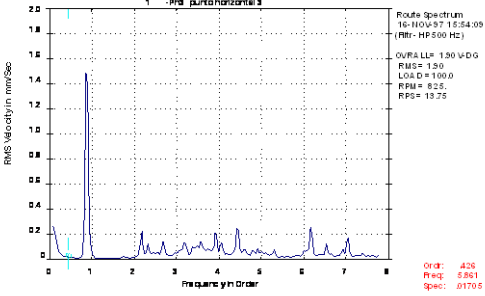
Esta norma será la guía para determinar el estado de las máquinas analizadas en Fantaxias Ltda. Es apropiado decir que esta norma es aplicable a máquinas rotativas, sin embargo se utilizará como referente con la formadora que es una máquina reciprocante. Esto se hace de esta manera, ya que la norma que existente para máquina reciprocante aplica solo para grandes potencias y es referente a compresores y motores de combustión, los cuales tienen unos elementos diferentes a la formadora como son culata, cárter, etc., que son importantes para la medición. Esto permite ser un poco más flexibles en cuanto a la aplicación de límites de vibración en la formadora.

Todas las máquinas que a continuación se analizan son de clase I según la norma ISO 2372.

5.2. PRIMERA MEDICIÓN

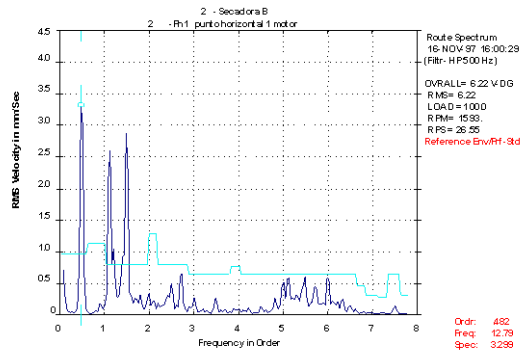
A continuación se presentarán los espectros más representativos de cada máquina de una manera resumida y en forma de tabla. Se realizará de esta manera debido a que muchos de los espectros son similares haciendo extenso el análisis tomándolos individualmente. Se dejará para el anexo el resto de los espectros para los demás puntos.

Tabla 7. Análisis de los espectros tomado a cada máquina

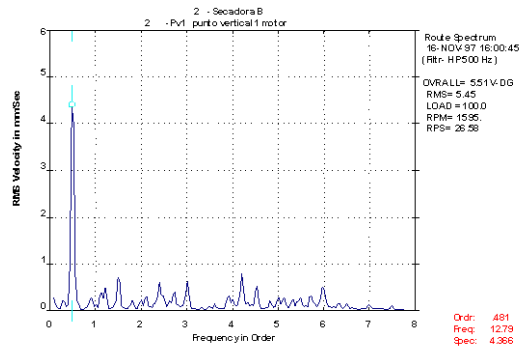
MÁQUINA	ESPECTROS	CAUSA
SECADORA A	<p>Punto 1</p> 	<p>Se presenta un pico con valor alto, se puede asociar a problemas eléctricos por coincidir con la frecuencia de la fuente (60Hz). Se realizará una segunda medición con motor encendido, luego se apaga el motor y se deja andar por inercia, en este momento se toma una medición para descartar problemas eléctricos.</p>
	<p>Punto 3.</p> 	<p>En el punto se muestra un pico al 0.5X que proviene de la chumacera, se asocia a ésta debido a que tiene valores muy parecidos</p> <p>En el punto 3 dado en la chumacera se aprecia un pico en el 1X (0.5X del motor) que es producto de la naturaleza de la carga (desbalance). Este pico también se nota en los otros puntos de la maquina, motor y patas. Se encuentra dentro de un nivel aceptable.</p>

SECADORA B

Punto 1.



Punto 2.

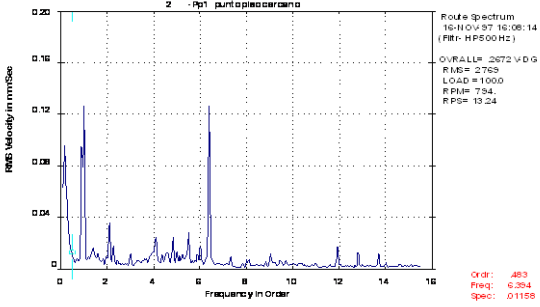
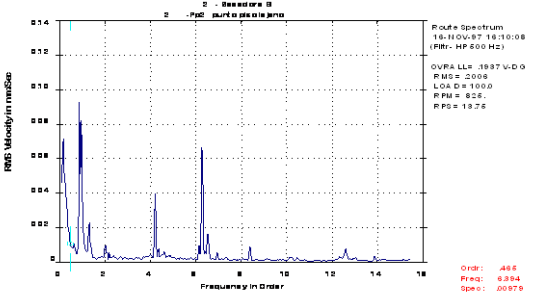
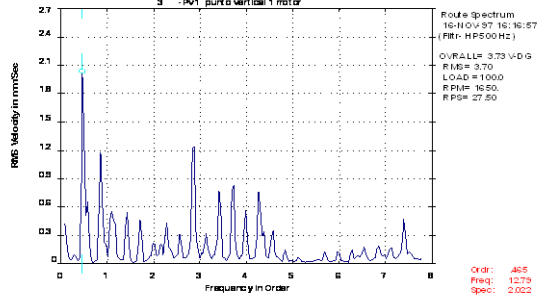


Punto en suelo entre secadora A y B

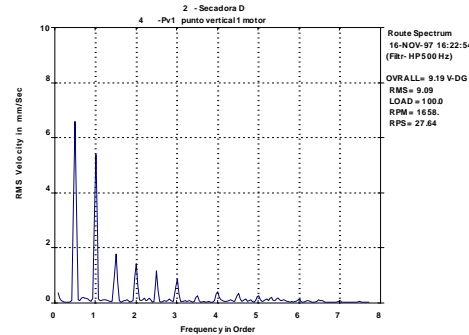
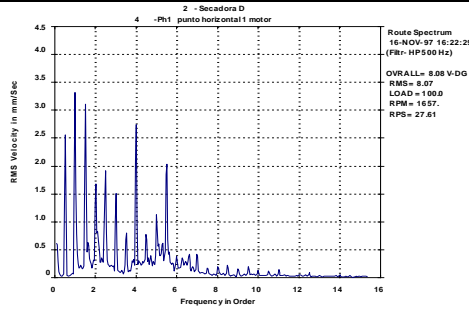
En el punto 1 tenemos picos en 0.48X y en su armónico, asociados a la correa. También se aprecia un pico en 1X. Los valores de estos se encuentran en valores apenas aceptables. Como no es posible revisar la alineación de las poleas (posible causa del problema), se realizará una medición con estroboscopio para verificar si estos picos se pueden asociar a la frecuencia de vibración de la correa.

En el punto dos se aprecia un pico de gran valor a la frecuencia de 0.48X, esta se presenta en la dirección de la correa. Este pico no se puede asociar al desbalance en la chumacera, ya que su valor es considerablemente mayor. Éste se asocia a la vibración de la correa, pero esto se confirmará en una segunda medición.

Se observa que los punto tomados en el suelo entre las secadoras A y B, es muy parecido al encontrado en la medición del suelo en la zona de terminado (picos en las mismas frecuencias), esto indica que la vibración presente en la zona de

<p>SECADORA B</p>	 <p>Punto en suelo zona de terminado</p> 	<p>galvánica se transmite hacia la zona de terminado, preocupación planteada por el personal seguridad industrial de la empresa.</p>
<p>SECADORA C</p>	<p>Punto 1.</p> 	<p>Se puede ver en el punto 1 picos en muchos armónicos de 1X y subarmónicos, se puede apreciar un pico mayor en 0.46X que se asocia con la frecuencia de correa. A pesar de tener valores de vibración bajos, dentro de un valor aceptable, este patrón de espectro es asociado a soltura mecánica. Este espectro se ve reflejado en todas las mediciones de esta máquina.</p>

SECADORA D

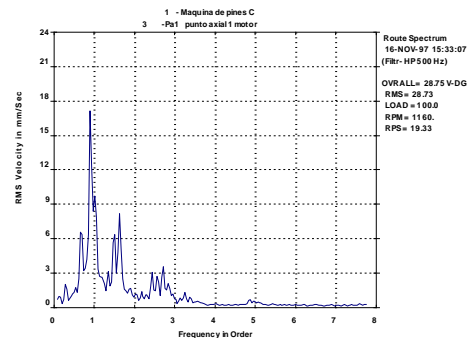
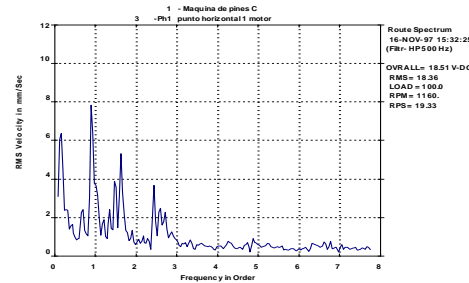


Como se puede apreciar en estos espectros (punto 1), al igual que la secadora C, esta presenta soltura mecánica en el motor. Los valores encontrados en esta máquina son altos, siendo inaceptables.

Este patrón se ve reflejado en todas las mediciones de la máquina.

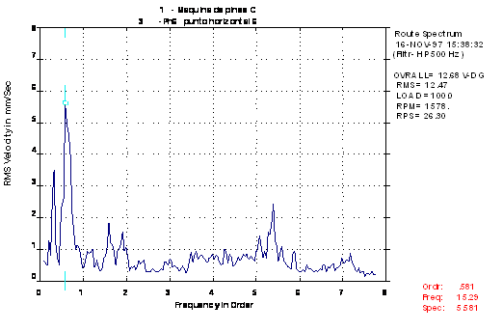
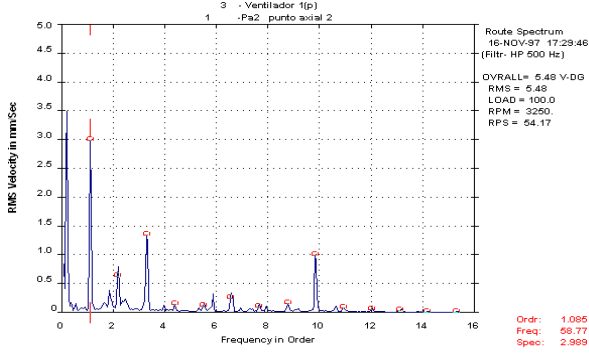
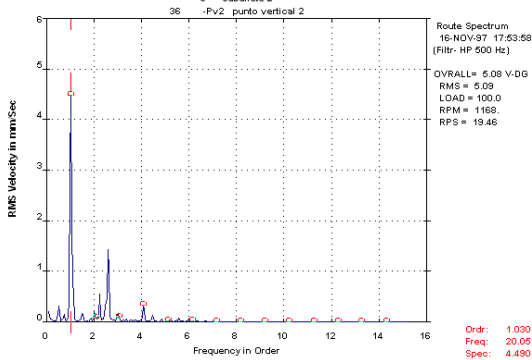
MÁQUINA DE PINES

Punto 1



Se aprecia un alto valor en el 1X, este valor es inaceptable para este tipo de máquina. Este valor se asocia a un desalineamiento (se corroboró) entre las poleas del motor y reductor (se encontró un alto valor en la dirección axial), sin embargo el gran valor se puede asociar a las bajas frecuencias de la estructura como se pudo observar en el análisis teórico que pueden estar siendo excitadas.

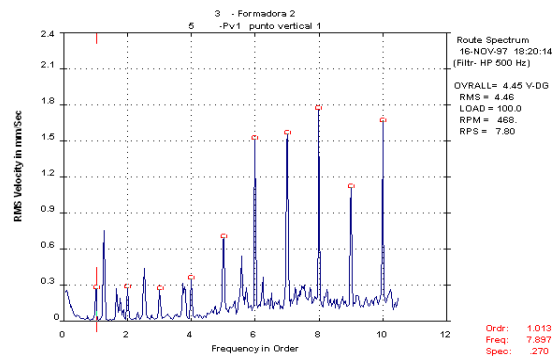
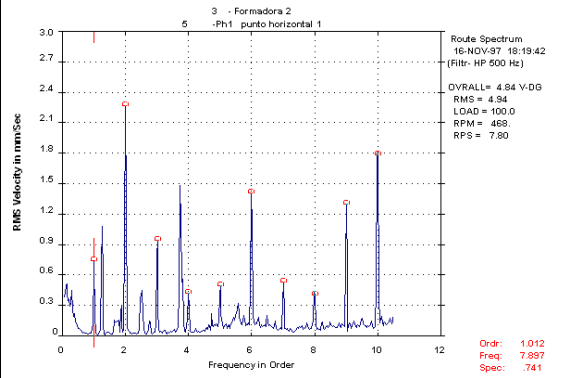
Adicionalmente, se muestra un patrón en los rodamientos que soportan los ejes que contienen los sprockeds de una cadena. Se encontraron en la mayoría picos al 0.58X. Estos picos en los rodamientos se pueden asociar a un desalineamiento presente en los sprockeds. Se realizará una medición con estroboscopio para tratar

	<p>Espectro de rodamiento debido a cadena.</p> 	<p>de asociar una frecuencia de vibración de la cadena que se asocie a la frecuencia encontrada. También se hará una medición con el analizador al motor desacoplado para ver su estado.</p>
<p>BANCO DE FORMADORA</p>	<p>Ventilador 1(motor)</p> <p>Punto 2</p>  <p>Motor 2</p> <p>Punto 2</p> 	<p>El espectro muestra un pico característico de un desalineamiento, y también muestra un desgaste de los rodamientos debido a este.</p> <p>Nota: Al ventilador de la segunda turbina no se le pudo hacer mediciones debido a que estaba siendo reparado en el mometo de las mediciones.</p> <p>Se muestra un desbalanceo con un pico alto de 4 mm/s RMS, que según la norma esta es estado de alarma y no es aceptable dicho problema</p>

BANCO DE FORMADORA

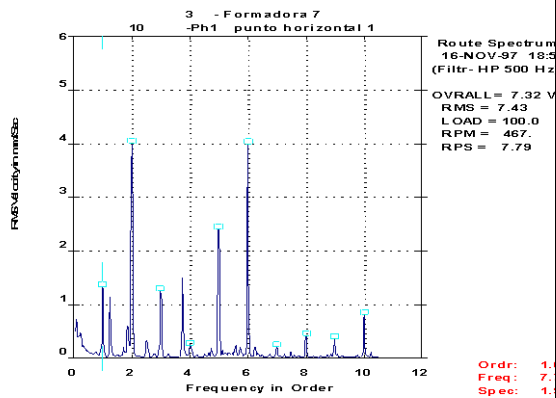
Celda de formadora 2

Punto 1



Celda formadora 7

Punto 1

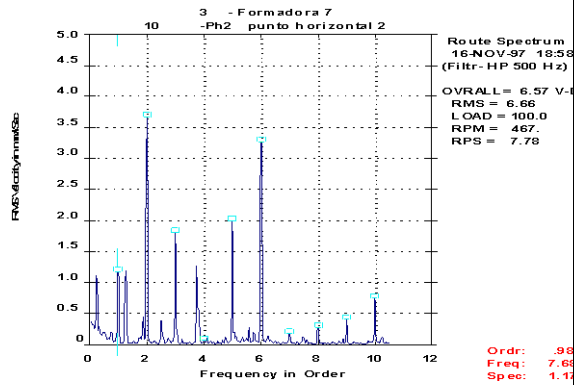


Estos espectros muestran soltura mecánica. A pesar de ser esta una máquina recíproca, no se muestra con notoria disertación el efecto de los mecanismos manivela biela corredera. Al parecer la soltura oculta la señal que tendría la máquina en su operación normal. Por tal razón se hará una segunda medición desacoplando cada mecanismo y luego colocando a funcionar mecanismo por mecanismo para ver su efecto en el espectro.

La mayoría de los espectros de las formadoras mostraba un patrón parecido, unos con una amplitud más alta que otros, mostrando un desgaste en sus casquetes causando una soltura mecánica, causando un daño a todo el mecanismo interno.

BANCO DE FORMADORA

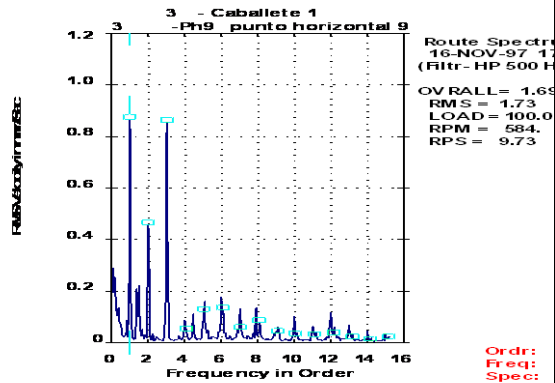
Punto 2



Nota: los caballetes son los ejes que mueven las celdas de formadora en el banco de formadoras,

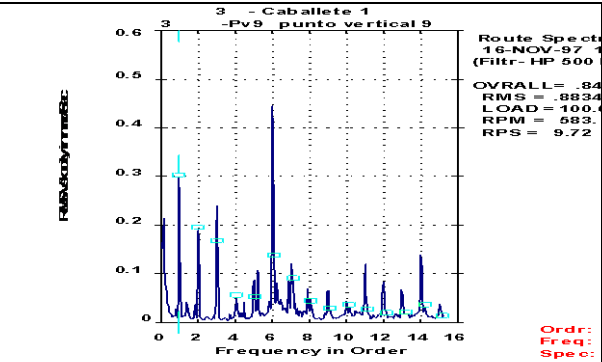
Caballete 1

Rodamiento No 7



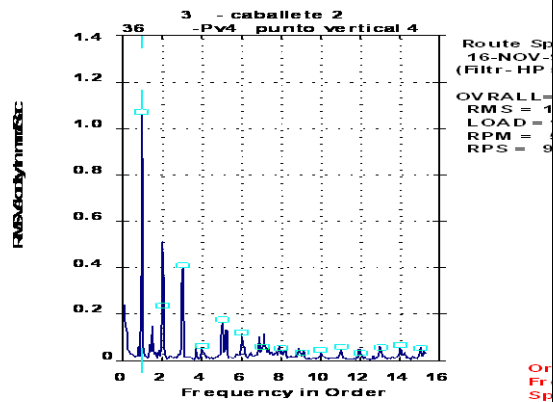
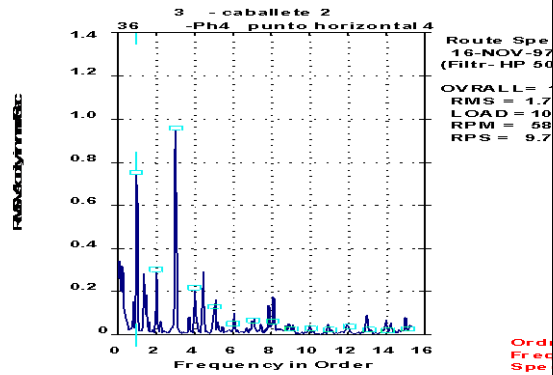
En los espectro de todos lo rodamiento se nota el mismo patrón, aunque unos con más amplitud que otros; en estos dos rodamientos y diferentes ejes se muestra un desgastes, lo cual es causado por la excentricidad que se ve en el je que conduce a los 20 rodamientos; cabe aclarar también que por problemas de seguridad la maquina no está anclada al piso, por lo cual al moverse genera esfuerzos en el eje causando que este se pandee, añadiendo esto a los pesos de las volantas conductoras que se encuentra sostenida en el eje.

BANCO DE FORMADORAS



Caballete 2

Rodamiento No 2



Al ver el estado de los rodamientos, se llego a la conclusión de que vida útil de ellos se está viendo reducida debida al pandeo del eje (el pandeo del eje se comprobó mediante un indicador de caratula), por lo cual se llevó a cabo un registro de seguimiento a dos rodamientos escogidos al azar, cuales resultados se muestran más adelante.

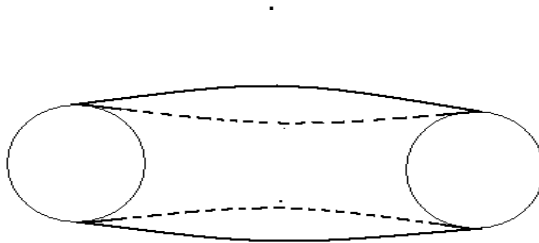
Cabe aclarar que los rodamientos al hacerle la medición no tenían dos meses de haberse cambiado y no estaban trabajando las 24 horas, solo trabajaban pocas horas mientras hacían pruebas de funcionamiento de la nueva máquina adquirida, el banco de formadoras.

Se nota el desgaste del rodamiento con un nivel aceptable.

5.3. SEGUNDA MEDICIÓN

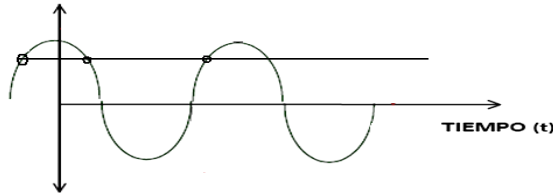
Como se ha mencionado en algunas de las mediciones ya hechas, se planea realizar una segunda medición con el fin de corroborar algunos de los diagnósticos hechos y dar así más seguridad a la hora de recomendar acciones de corrección. En esta segunda ronda se utilizará el analizador y un estroboscopio. El estroboscopio para determinar frecuencias de vibración en correas o cadenas. Es conveniente explicar aquí la metodología que se utilizará con el estroboscopio, para poder comprender e interpretar los datos obtenidos. Como se sabe, el estroboscopio es un equipo que emite una luz a cierta frecuencia que puede ser cambiada a gusto del operario; Cuando un objeto vibra en la oscuridad, se puede modificar la frecuencia de emisión de luz del estroboscopio hasta que se pueda ver el objeto que vibra detenido. Lo que ha ocurrido aquí es que la frecuencia de emisión de luz coincide con la de vibración o con alguno de sus armónicos. Tomaremos el caso de una correa que vibra.

Figura 62. Vibración en correas



Si se toma un punto de la correa y describimos su movimiento veremos una oscilación periódica como se muestra en figura 63.

Figura 63. Vibración de un punto de la correa iluminado con luz estroboscópica.



Si se supone que se ha cuadrado la frecuencia de emisión de luz del estroboscopio de tal forma que vemos el punto de la correa, y por tanto la correa, estático, es porque la estamos viendo en la misma posición como se representa en la figura 63 como una línea recta que interseca la onda en el mismo valor de amplitud. Esto puede ocurrir cuando el periodo de encendido de la luz es: $T/2$, T , $3/2T$, $2T$, etc. Es decir, cuando el periodo de emisión de luz del estroboscopio es:

$$T_{est} = n \frac{T}{2} \quad (5.1)$$

Donde:

T_{str} es frecuencia de emisión de luz del estroboscopio

T es el periodo de vibración de la correa.

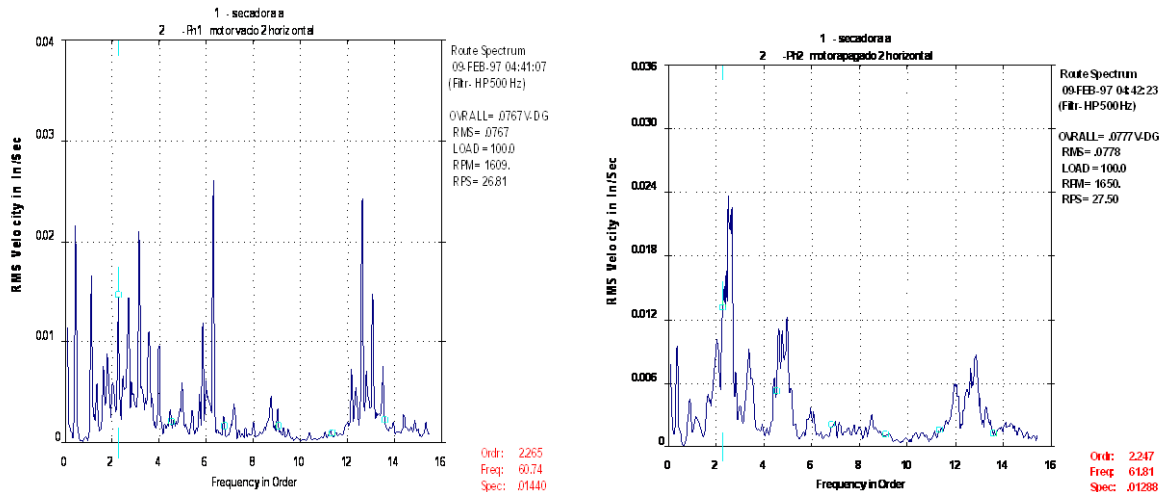
En términos de frecuencia la ecuación anterior puede ser expresada:

$$f = n \frac{f_{est}}{2} \quad (5.2)$$

Esta será la forma de relacionar las frecuencias medidas por el estroboscopio.

5.3.1. Secadora centrífuga A. Se había detectado un pico a la frecuencia de la fuente (60 Hz) en la anterior medida, por lo que se planeo hacer una prueba de tomar mediciones con motor encendido y con motor apagado (máquina movida por inercia). A continuación se muestran los resultados.

Figura 64. Medición de Secadora A con motor encendido y apagado



Se puede ver que en las dos mediciones salen valores muy bajos de vibración a 60Hz, lo que permite decir que estos valores no estaban asociados a problemas eléctricos (no hubo cambio perceptible). Esta máquina en términos generales se encuentra en buen estado y puede ser operada sin problemas.

5.3.2. Secadora centrífuga B. En esta máquina se pudo observar un pico a una frecuencia de 12.7 Hz y en su primer armónico. La medición que se hará será con el estroboscopio. Siguiendo la metodología expuesta anteriormente, se realizó una medición en horas de la noche (7:0 PM) para verificar la frecuencia de vibración de la correa.

Se encontró la siguiente medición.

Frecuencia de estroboscopio= 293 RPM= 4.8Hz

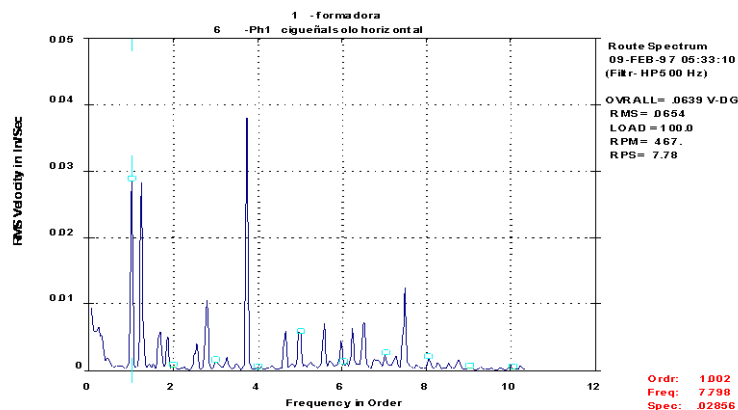
Utilizando la ecuación anterior haciendo $n=5$ tenemos que $f=12.2\text{Hz}$, la cual se aproxima mucho a la encontrada por el analizador. Esto confirma que la vibración mostrada en el espectro es proveniente de las correas.

5.3.3. Máquina de pines. Para la máquina de pines se planeo hacer mediciones con estroboscopio para determinar el modo de vibración de la cadena.

Se encontró que la cadena se estabilizaba momentáneamente (aparecía estática a la luz del estroboscopio) pero se salía de ese estado al pasar cierto tiempo. Esto se observó a varias frecuencias, por lo que no se pudo determinar su modo de vibración. Este comportamiento puede ser causado por la gran cantidad de grados de libertad de la cadena. A pesar de que no se pudo establecer una frecuencia de vibración, se puede decir que la vibración proviene del desalineamiento de los sprockeds.

5.3.4. Banco de formadoras. Para la formadora se planeo desarticular todos los mecanismos para ir colocando uno a uno y ver su efecto en el espectro. Se comenzó con sólo el cigüeñal conectado. A continuación se muestra el espectro.

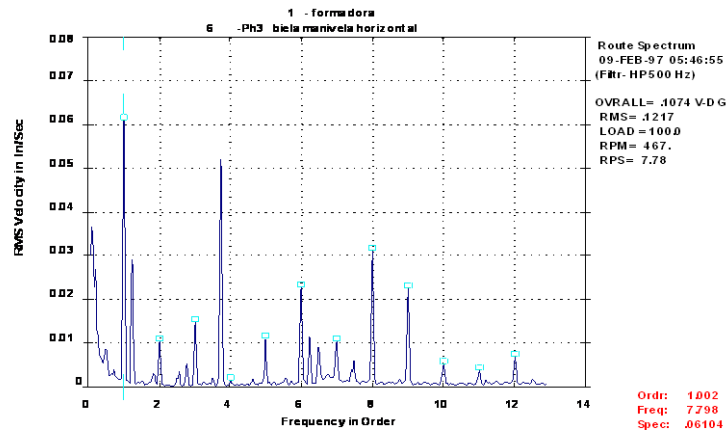
Figura 65. Espectro en formadora sólo con cigüeñal acoplado



Como puede apreciarse se ve en el espectro el efecto del desbalance que se produce naturalmente por el cigüeñal, pero también se puede apreciar que la soltura mecánica es notoria a pesar de tener únicamente el cigüeñal rotando en la máquina.

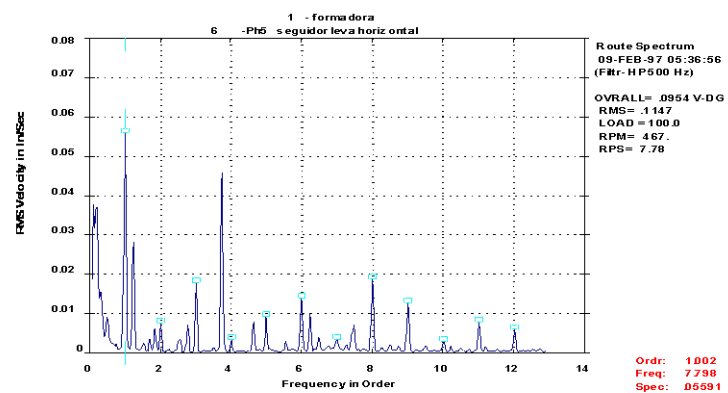
A continuación se mostrará una medición que incluye la acción del cigüeñal y del mecanismo leva seguidor.

Figura 66. Espectro de formadora con cigüeñal y mecanismo de leva seguidor



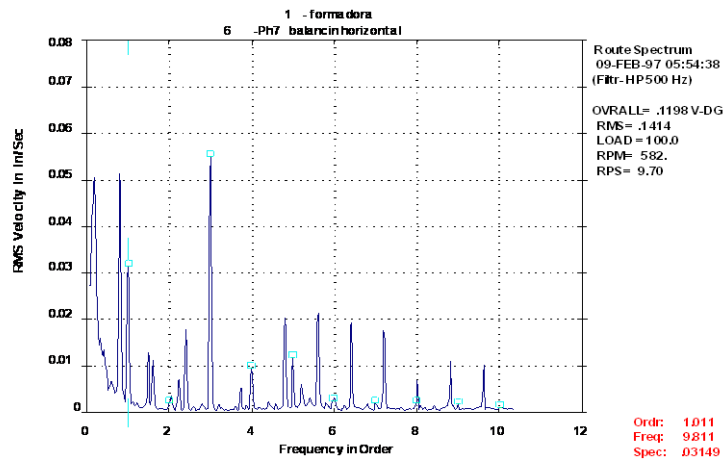
Se puede notar un aumento de los armónicos en el espectro, lo que nos indica que se acentúa la soltura mecánica. Igualmente se puede ver un ligero aumento en la intensidad en el 1X. Ahora se incluirá el punzón acoplado con la biela, es decir, quedarán activos dos mecanismos completos; manivela-biela-corredera y leva-seguidor.

Figura 67. Espectro de formadora mecanismos de manivela-biela-corredera y leva-seguidor acoplados



A pesar de la adición de masas a la frecuencia principal, no se nota un cambio muy notorio, sigue predominando la soltura mecánica con muchos armónicos y subarmónicos.

Figura 68. Espectro de formadora con todos sus mecanismos acoplados



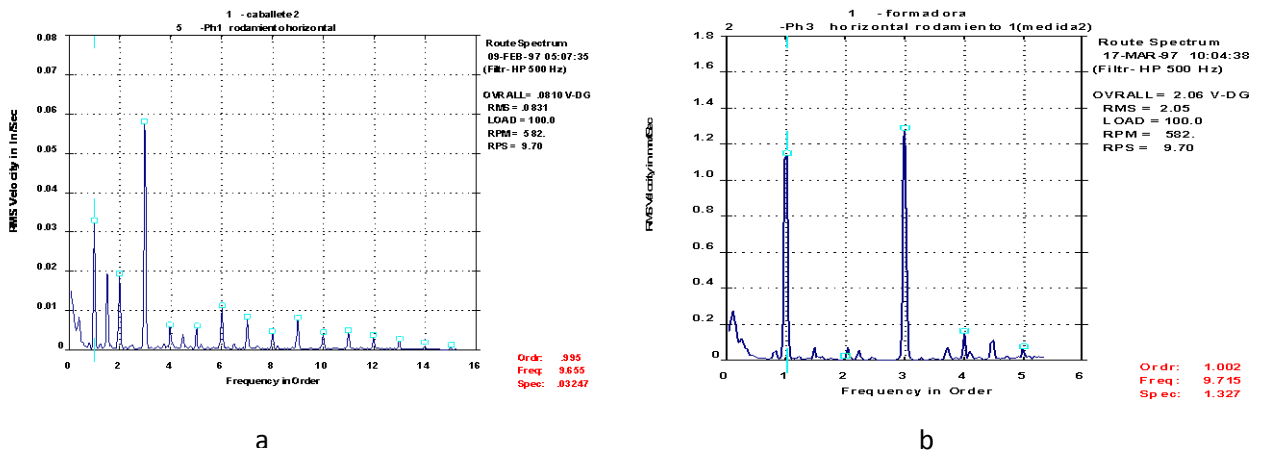
No es posible establecer una influencia marcada en cada mecanismo componente en las mediciones horizontales y verticales. Predomina la soltura existente en los cojinetes de la formadora.

5.3.5. Caballetes. Como se dijo anteriormente, los caballetes corresponde a los dos motores con sus respectivos ejes y rodamientos que mueven las 32 celdas de formadoras.

Los motores no presentaron ninguna singularidad por lo cual no se les tomo una segunda medición; al contrario de los rodamientos de los ejes, por lo cual como se dijo anteriormente, se tomara dos rodamientos al azar y se les harán un seguimiento para ver la influencia de daño causado por el eje excéntrico.

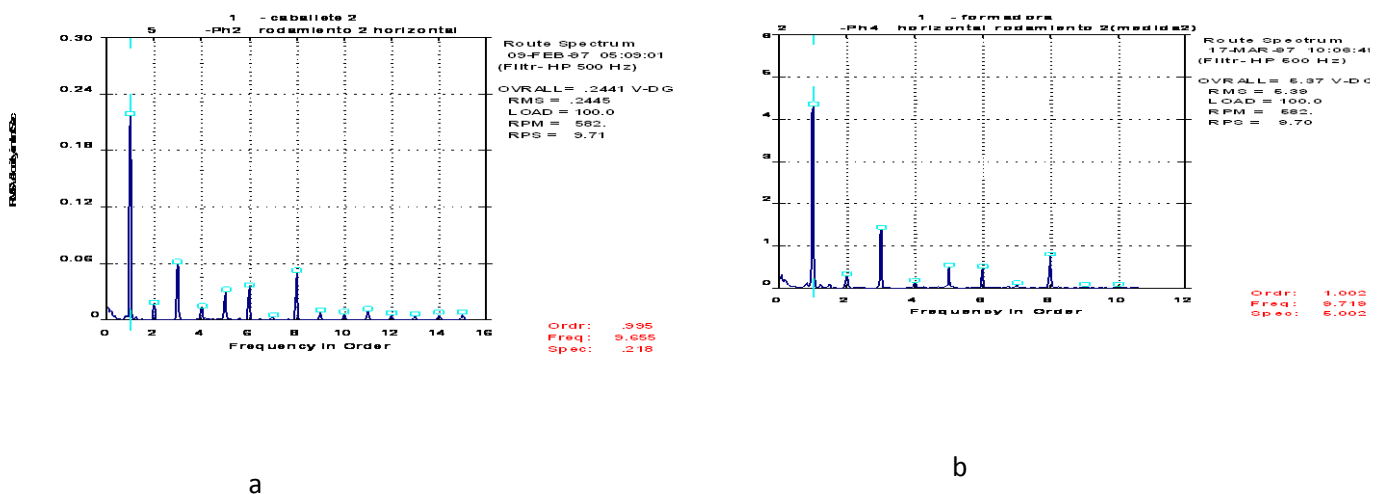
5.3.6. Rodamiento No 4 del eje 2. A continuación se ve una comparación de los espectros con un mes de diferencia en la toma de estos, podemos ver que la figura 69 (a) que un pico a la frecuencia de 9.7 Hz se ve drásticamente aumentado en la figura 69 (b) de una valor de 0.03 mm/s RMS de amplitud a uno de 1.3 mm/s RMS. Esto muestra como el desgaste, diagnosticado en la primera medición, ha incrementado en los rodamientos.

Figura 69. Rodamiento 4: (a) Espectro inicial de prueba. (b) espectro tomado 1 mes después del mismo rodamiento.



5.3.7. Rodamiento No 8 del eje 2.

Figura 70. Rodamiento 8. (a) Espectro inicial de prueba. (b) Espectro tomado 1 mes después del mismo rodamiento.



En las graficas del rodamiento anterior se ve un crecimiento alto en las amplitudes de ambos rodamiento trascurrido un tiempo muy corto para que esto sucediera, lo que demuestra el daño causado por la excentricidad del eje en la formadora; con lo que lleva a concluir que la vida útil de los rodamientos se ve reducida por las condiciones en que trabaja (eje pandeado). Cabe recordar que se verificó el pandeo del eje mediante un indicador de caratula facilitado por la empresa.

6. RECOMENDACIONES Y SELECCIÓN DE AISLADORES

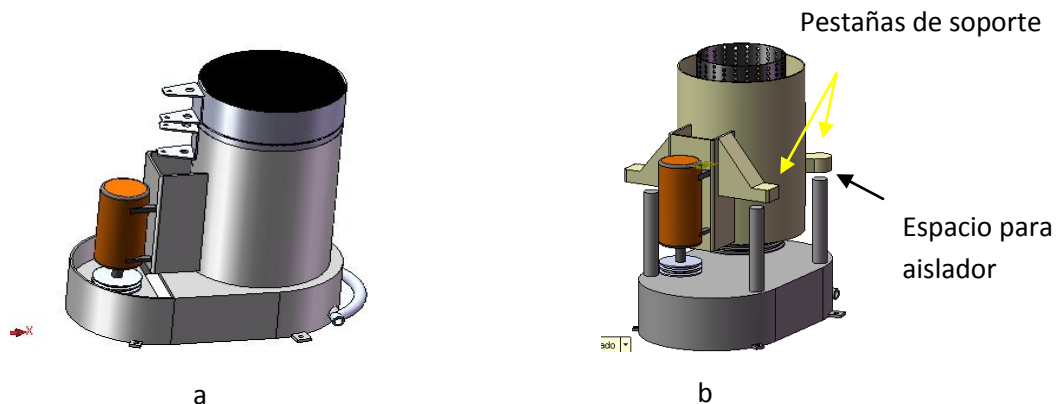
En esta sección se realizarán recomendaciones a seguir para corregir los problemas encontrados en las diferentes máquinas de Fantaxias Ltda. Igualmente se realizará el cálculo de los aisladores de amortiguación para las formadoras y para las secadoras centrífugas.

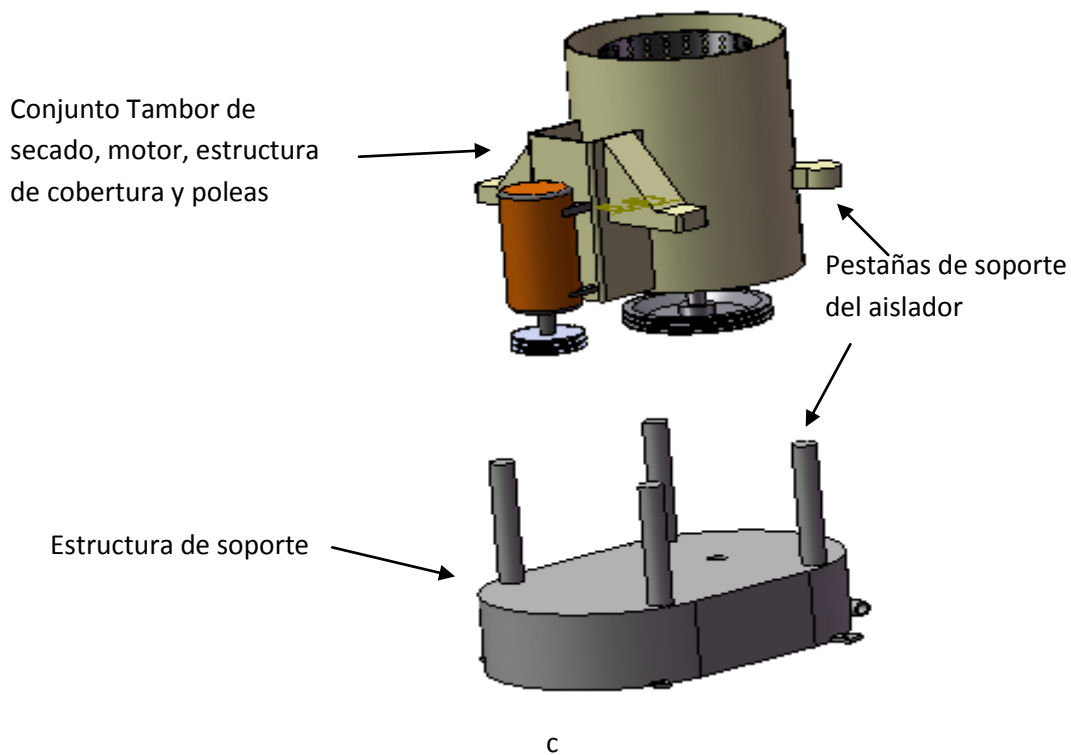
6.1. RECOMENDACIONES.

Teniendo en cuenta los diagnósticos realizados, se realizaron las recomendaciones pertinentes.

- ✓ Primero que todo, se recomienda un cambio en el diseño para un mejor aislamiento. Debido a que las secadoras tienen el centro de masa muy alto con respecto al plano de los soportes, las vibraciones generan demasiado batimiento en sus soportes. Esto hace algo complicado el aislamiento. Se propone un diseño conceptual diferente. A continuación se mostrará un esquema del diseño actual.

Figura 71. (a) Esquema de secadora centrífuga. (b) Esquema de secadora centrífuga modificada. (c) Vista separada.





En el diseño de la figura 71 (a) el plano de los soportes está muy bajo, y atendiendo a la recomendación hecha en el capítulo 2 acerca de la distancia que debe existir entre el plano de los aisladores y el centro de masa; esta debe ser menor a un tercio de la mínima distancia entre aisladores. En esta máquina esa distancia es entre las patas. Ahora se propone un diseño conceptual que integra el tambor de secado con el motor y sus poleas. Esto con el fin de colocar los soportes de aislamiento más cerca del centro de masa. De esta forma también se elimina el problema de imposibilitar la revisión de alineación una vez montada la máquina.

Como se ve en la figura 71(b) a la base de la actual máquina se anexan unos soportes que llegan al encuentro con unas pestañas en el tambor. Estos hacen independiente el conjunto motor, tambor con sus respectivos rodamientos y poleas de la base. La base tendrá unos soportes que se extienden hasta una altura más próxima al centro de masa del conjunto

formado por el motor, tambor, poleas, etc. El espacio entre los soportes y las pestañas se encontrarán los aisladores. La base debe tener una tapa que permita manipular las poleas sin necesidad de desmontar la máquina. Ahora el lugar de los aisladores no sería en las patas de la máquina, sino entre los soportes de la base.

- ✓ Para todas las secadoras se debe implementar un formato de calibraciones que permita verificar las holguras registradas antes y después de cada reparación. Esto con el fin de confirmar mediciones de vibraciones que muestran solturas mecánicas, muy comunes en estas máquinas.
- ✓ Para la Secadora centrífuga D, ser la próxima en intervenir, ya que se encontró altos niveles de vibración por soltura mecánica. Corregir las tolerancias encontradas.
- ✓ Corregir alineación de poleas en la Secadora centrífuga B.
- ✓ Aislar todas las secadoras centrífugas, ya que a pesar de tener bajos valores de vibración, estas se transmiten a la zona de terminado y la placa experimenta vibración por su menor espesor. Los detalles para este procedimiento se detallará más adelante.
- ✓ En la máquina de pines se debe corregir el desalineamiento de la polea del motor y el reductor.
- ✓ Igualmente en la máquina de pines se debe corregir la desalineación de los sprockeds.
- ✓ Para las formadoras se deben verificar las tolerancias que se presentan entre el eje del cigüeñal y las chumaceras. Estas se verifican sólo en la fabricación de los bujes y no en el montaje. Para esto se recomienda utilizar calibración por medio de hilo de plomo, ya que esta chumacera es de casquete.
- ✓ Se recomienda aislar las formadoras individualmente y no el caballete. Este procedimiento se llevará a cabo más adelante.
- ✓ En el caballete se deben cambiar los ejes, ya que su pandeo (notorio a simple vista y comprobado mediante un indicador de caratula) provoca un deterioro

premature de los diez rodamientos, esto resulta más económico que cambiar los veinte rodamientos del par de ejes en el caballete periódicamente.

- ✓ En el ventilador se debe realizar una alineación.

6.2. SELECCIÓN DE AISLADORES.

A continuación se realizará el procedimiento de selección de aisladores, dimensionamiento de los mismos teniendo en cuenta las posibilidades encontradas en el comercio de la ciudad de Bucaramanga. Se utilizará el procedimiento que se describió en el capítulo 2.

6.2.1. Secadora centrífuga. Se realizará el aislamiento de una secadora centrífuga, pero el aislador utilizado es aplicable a todas ellas debido a que todas las secadoras tienen las mismas dimensiones y características de diseño y operación.

Peso de la máquina con carga: 150 Kg.

Frecuencia más baja de excitación (velocidad del tambor de secado): 12 Hz

- Paso 1. Se selecciona una eficiencia de aislamiento. Para nuestro caso se escogerá 80%.
- Paso 2. De la figura 9 (capítulo 2) se escoge la transmisibilidad para esa eficiencia, en este caso es de $T = 0.2$.
- Paso 3. De la figura 9 se selecciona la relación de frecuencias requerida para esta transmisibilidad. Con esta se calcula la frecuencia natural requerida por el sistema. $f_n \approx 5$ Hz (aproximadamente).

$$\frac{f}{f_n} = 2.45 \quad (6.1)$$

- Paso 4. Con esta frecuencia se calcula la constante K de resorte.

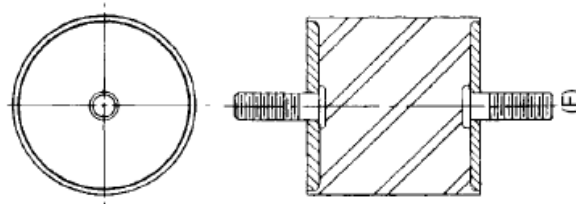
$$f_n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (6.2)$$

Esto da una constante de resorte $K= 148.04 \text{ N/mm}$, este dividido en cuatro aisladores en paralelo tendríamos una constante individual $K_i=37 \text{ N/mm}$.

- Paso 5. Se calcula la carga soportada por cada aislador. En este caso los aisladores están soportando el peso de la máquina. Por tanto cada aislador soporta aproximadamente una carga de 38 Kg.

Lo que se debe hacer es conseguir un catálogo y encontrar un aislador que cumpla con estas características, sin embargo en Colombia no existen fabricantes de aisladores que tengan una gama de productos con sus características en catálogos. Por lo regular son fabricantes extranjeros los que tienen estandarizados sus productos. Esto es una limitante debido al alto costo y el tiempo de importación. Por tal motivo se recurrió a un distribuidor de cauchos local (Tecnicauchos) y se revisó el tipo de productos tenía. Por fortuna se encontró que se fabricaban aisladores cilíndricos.

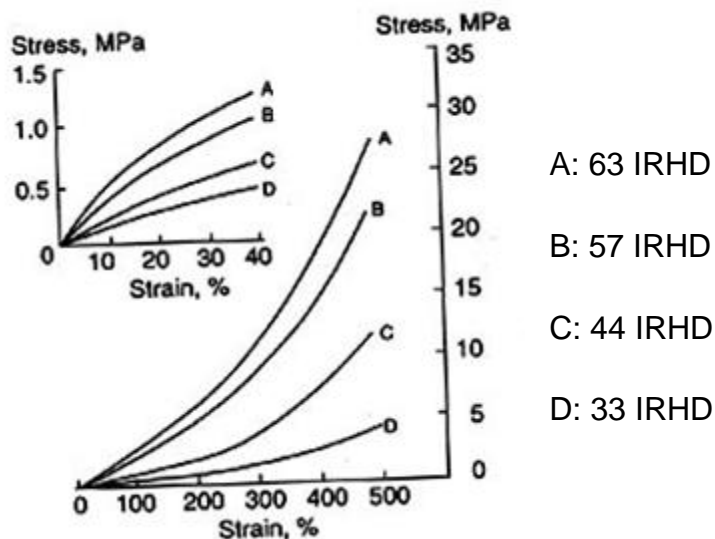
Figura 72. Aislador cilíndrico



El distribuidor nos garantizaba la dureza del caucho natural pero no tenía conocimiento de la constante de resorte. Esto hizo que se procediera a investigar el comportamiento del caucho a compresión y tratar de relacionar la dureza del caucho o con sus dimensiones. A continuación se da una discusión acerca de del comportamiento del caucho y como relacionar lo que se tiene en el comercio con los datos requeridos para aislar las máquinas.

La mayoría de las aplicaciones del caucho son a compresión a cortante o torsión, en muy pocas aplicaciones se utiliza a tensión, sin embargo cualquier defectos en la fabricación se ve reflejado de forma acusada en la resistencia a tensión por lo que este ensayo es valiosísimo como control de propiedades finales. El ensayo a tracción es similar al realizado con los aceros, de ellos se obtiene las curvas de esfuerzo deformación la cual no es lineal como en el acero.

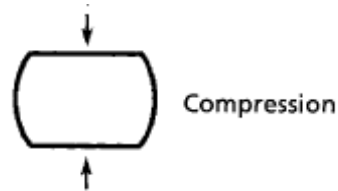
Figura 73. Comportamiento de diferentes cauchos a tensión



Fuente: CIESIELSKI, Andrew. An Introduction to Rubber Technology. Reino Unido: Rapra Technology. 1999. Pag.169 .

En la figura 73 se puede encontrar el comportamiento de diferentes cauchos a medida que se les aplica esfuerzo. Ahora, la realización de un ensayo a compresión no es tan sencilla. Si se comprime un caucho a compresión y lubricamos de forma adecuada la superficie de las láminas donde es aplicada la fuerza, la probeta deslizará y se comprimirá manteniendo su forma cilíndrica. En teoría esta situación podría dar un modelo donde puede aplicarse la ley de Hooke. Sin embargo la adherencia del caucho no permite que esto ocurra como se ha descrito, el caucho se abomba de manera que se forman unos esfuerzos laterales provocando esfuerzos combinados. Esta es la razón para que los ensayos a compresión no sean tan frecuentes.

Figura 74. Compresión de caucho



Se puede ver fácilmente que entre mayor sea la superficie libre de esfuerzo, superficie lateral, el caucho tendrá más lugar a la expansión lateral, lo que hace que para un mismo caucho podamos encontrar diferentes valores de módulo de compresión. Es decir, el módulo de Young depende de la geometría, lo que hace necesario encontrar una relación que permita encontrar los valores reales teniendo en cuenta la geometría. Este factor que relaciona los parámetros antes mencionados se llama factor de forma.

$$\text{Factor de forma} = S = \frac{\text{Área de superficie cargada}}{\text{Área lateral libre de carga}} \quad (6.3)$$

Existen varias ecuaciones que permiten relacionar el módulo de compresión E con el módulo de compresión efectivo (que depende de la geometría). Gent y Lindley encontraron la siguiente relación.

$$E_c = E(1 + 2S^2) \quad (6.4)$$

Ahora se debe conocer el módulo a cortante. Como se ha mencionado anteriormente los ensayos más comunes son los ensayos de compresión y a cortante. Entonces tenemos por medio de la mecánica clásica la siguiente relación.

$$E = 2G(1 + \nu) \quad (6.5)$$

Donde ν es la relación de Poisson's.

$$\nu = \frac{\text{deformación normal}}{\text{deformación lateral}} \quad (6.6)$$

El caucho, con algunas propiedades de líquido, es virtualmente incompresible, esta incompresibilidad le da una relación de Poisson's de alrededor de 0.5 para pequeños valores de deformación. Si este valor es remplazado en la ecuación anterior, se tiene que.

$$E = 3G \quad (6.7)$$

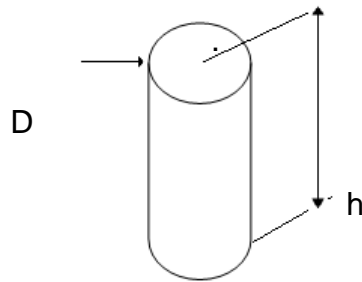
Entonces ya se tiene una relación del módulo a cortante y el módulo a compresión.

Todo lo anterior ha servido para encontrar un valor de módulo de compresión de un caucho, el cual es constante para deformaciones pequeñas como las encontradas en aplicaciones de ingeniería. De esta forma se puede encontrar una relación para hallar la constante de resorte de un aislador.

6.2.2. Cálculo de K para un aislador de caucho para la secadora centrifuga.

Considérese un aislador de caucho genérico como el mostrado en la figura 75.

Figura 75. Modelo de aislador de caucho con sus dimensiones



Este aislador con un diámetro D y una altura h se puede encontrar que el factor de forma es.

$$S = \frac{\frac{D^2\pi}{4}}{D\pi h} = \frac{D}{4h} \quad (6.8)$$

Ahora se plantea la ecuación de esfuerzo a compresión.

$$\sigma = \frac{F}{A} = Ec \frac{x}{h} \quad (6.9)$$

Donde x= espacio que se comprime el caucho. Reorganizando se tiene.

$$F = \frac{Ec\pi D^2}{4h} x \quad (6.10)$$

Como puede apreciarse esta ecuación es la ley de Hooke. Reemplazando Ec en la ecuación anterior se tiene que k es.

$$k = E(1 + 2S^2) \frac{D^2\pi}{4h} \quad (6.11)$$

Como se puede ver en la fórmula anterior, se puede jugar con diferentes parámetros para encontrar una k apropiada, sin embargo en el comercio no se

encuentran disponibles gran cantidad de moldes (restricción de dimensiones) para fabricar los moldes. Tampoco es muy variada la cantidad de tipos de cauchos. En la Tabla 8 se presentan algunas propiedades de algunos cauchos.

Teniendo en cuenta las dimensiones con las cuales contaba el proveedor local (Tecnicauchos) y considerando las dimensiones de los anclajes de la máquina (secadora centrífuga), se llegó a las siguientes dimensiones.

Altura = 30 mm

Diámetro = 30 mm

Tabla 8. Propiedades de algunos cauchos

Dureza IRHD +-2	Módulo de Young E (Mpa)	Módulo a cortadura G (Mpa)	Coefficiente empírico k
30	0.92	0.30	0.93
35	1.18	0.37	0.89
40	1.50	0.45	0.85
45	1.80	0.54	0.80
50	2.20	0.64	0.73
55	3.25	0.81	0.64
60	4.45	1.06	0.57
65	5.85	1.37	0.54
70	7.35	1.73	0.53
75	9.40	2.22	0.52

Haciendo un cálculo preliminar para un caucho 50 Shore A como el mostrado en la tabla 8, se obtiene una $k = 50.8 \text{ N/mm}$. Esto obliga a buscar un caucho mucho más blando. Haciendo una extrapolación se encuentra que para una dureza de aproximadamente de 25 shore A obtendríamos la constante apropiada. Sin embargo en el comercio sólo se encontró mínimo 45 shore A, lo que obliga a trabajar con este caucho. Si se realiza el cálculo con este caucho encontramos los siguientes resultados.

$S = 0.25$

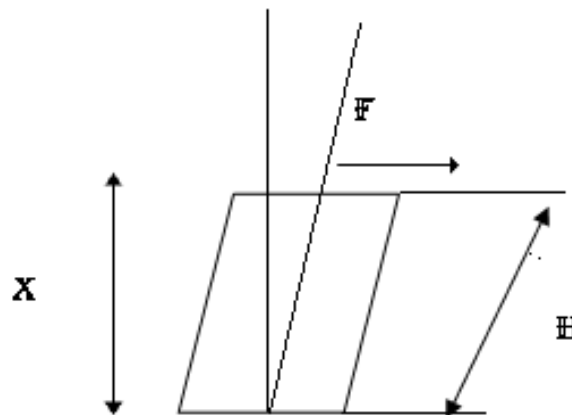
$K = 42 \text{ N/mm}$ (168 N/mm para los cuatro aisladores)

Este cálculo se hizo a compresión, pero se sabe que la excitación es primordialmente horizontal (desbalance en tambor de secado), por tanto nos interesa el valor a cortante. Podemos hacer un modelo para determinar el valor de k a cortante. Como se muestra en la figura 76. Se tiene una fuerza F y el caucho se distorsiona un ángulo γ . Para cortante se tiene la siguiente relación.

$$\tau = G\gamma \quad (6.12)$$

Donde γ es el ángulo y G el módulo a cortante.

Figura 76. Modelo de aislador de caucho a cortante



Sea Δ la distancia lateral que se desplaza el caucho, que para ángulos pequeños es igual al arco, entonces se puede hacer un equivalente de resorte acostado.

Para ángulos pequeños se puede decir que.

$$\Delta = \gamma X \quad (6.13)$$

Y también se puede aproximar la distancia $X =$ altura h .

Por lo que la ecuación de esfuerzo se puede reorganizar.

$$\tau = \frac{F}{A} = G \frac{\Delta}{h} \quad (6.14)$$

Que expresándola en función de fuerza queda.

$$F = \frac{G\pi D^2}{4h} \Delta \quad (6.15)$$

Que es la misma ley de Hooke donde:

$$K = \frac{G\pi D^2}{4h} \quad (6.16)$$

Si comparamos la $K_{cortante}$ y la $K_{compresión}$ teniendo en cuenta que $E=3G$ notamos que.

$$K_{cortante} = \frac{K_{compresión}}{3} \quad (6.17)$$

Por lo que nuestra constante es $K= 42/3=14$ N/mm. (56 N/mm para los cuatro aisladores).

Con esta constante podemos re calcular la frecuencia natural según la ecuación (6.2)

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{56000}{150}} = 3.12 \text{ Hz}$$

Con esto podemos calcular la relación de frecuencias.

$$\frac{f}{f_n} = \frac{12}{3.12} = 3.8$$

Buscando en la figura 9 nos da una eficiencia de aislamiento mayor de 90%. Siguiendo este mismo procedimiento se puede hallar la eficiencia de aislamiento a compresión. Obteniéndose una frecuencia natural de 5.3 Hz y una relación de frecuencias de 2.2. De la figura 9 se obtiene una eficiencia de 70%.

6.2.3. Formadora.

6.2.3.1. Cálculo de K para un aislador de caucho para la formadora.

Dimensiones del caucho:

Diámetro: 18 mm

Altura: 20 mm

Se halla el factor de forma: $S=0,225$ y según la tabla 8, el modulo de Young para el caucho de dureza SHORE A 45 es de 1.8.

Se halla la constante del resorte:

$$k = 1.8(1 + 2 * 0.225^2) \frac{18^2 \pi}{4 * 20} = 25,22 \text{N/mm}$$

Teniendo en cuenta que:

$$K_{cortante} = \frac{K_{compresión}}{3}$$

Entonces : $K_{cortante} = 8,4 \text{N/mm}$ y para los 4 aisladores

$$K_{cortante} = 8,4 * 4 = 33,628 \text{N/mm}$$

Se procede a hallar la frecuencia natural:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{33628}{90}} = 2.664 \text{ Hz}$$

Entonces se halla la relación de frecuencia, donde $f = 7,9$ (figura 9)

$$\frac{f}{f_n} = \frac{7,9}{2,664} = 2,96$$

Según la figura 9 con esta relación se obtiene un 85% de eficiencia de aislamiento.

6.3. RESULTADOS DEL AISLAMIENTO.

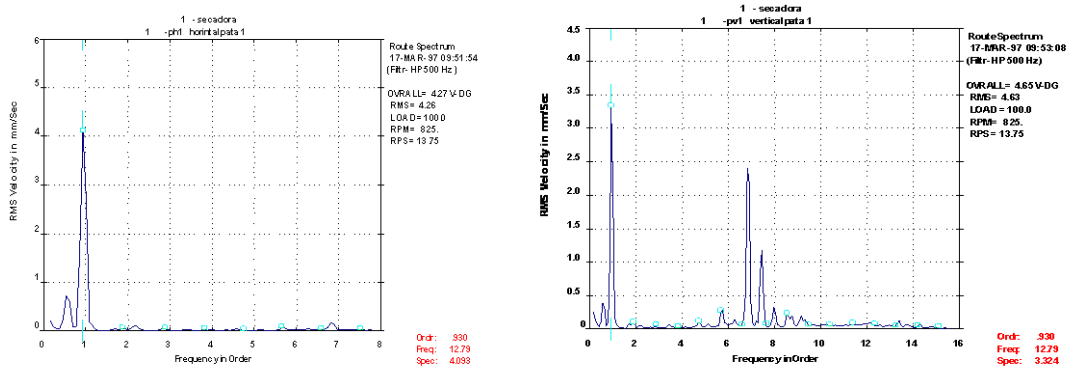
Una vez hecho el aislamiento de las máquinas secadora centrífuga y formadora se observa lo siguiente.

- Por no encontrarse el centro de masa en el centro de la máquina formadora, se observa una ligera inclinación hacia adelante, esto debido a que la carga de la máquina se deposita por la parte delantera de la máquina, por lo cual se hará un recálculo de los aisladores teniendo en cuenta el centro de masa.
- Se presenta una leve inclinación lateral debido a que las correas de transmisión son de la misma dimensión (no fueron cambiadas), lo que comprime los aisladores del lado de las poleas. Esto se puede corregir colocando correas más largas acorde con la nueva distancia entre centros.
- Al igual que en la formadora, en la secadora centrífuga la carga se encuentra recargada de un lado, esto traslada el centro de masa hacia un lado.
- Se encuentra buen aislamiento en la secadora centrífuga, no presenta excesiva movilidad, lo que muestra la efectividad del aislamiento; Presenta un doblamiento ligero de los aisladores en la parte delantera (lado de la carga); por tanto, se hará un recálculo para darle mayor estabilidad.

6.3.1. Resultados del aislamiento de la secadora centrífuga. Se ha tomado medición de vibración en la chumacera de la secadora, en una de sus patas y en

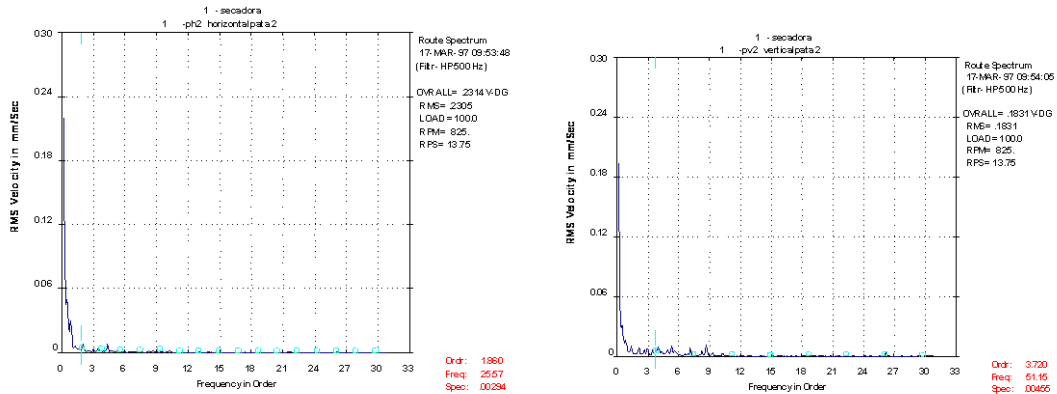
el suelo (parte inferior metálica del aislador) y se ha de comparar la medición de la chumacera con la tomada en el suelo; de esta forma podemos estimar la efectividad del aislamiento.

Figura 77. Espectro en chumacera y en pata (horizontalmente)



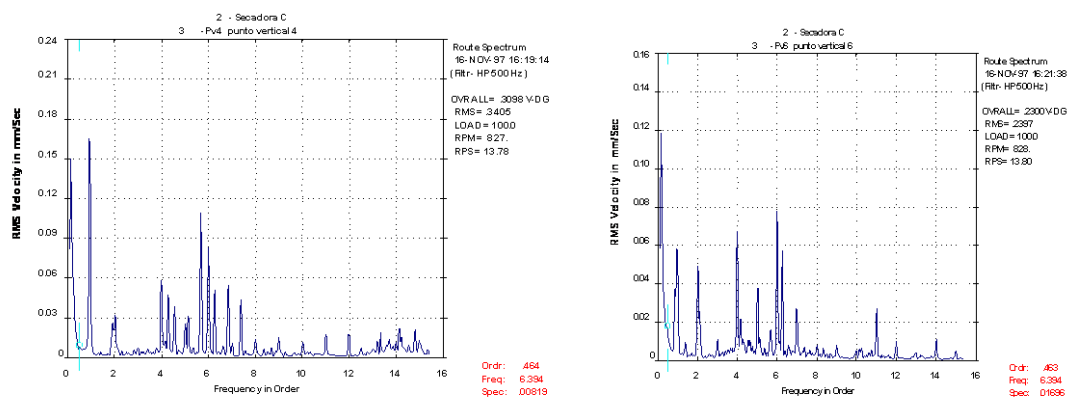
Como se aprecia la vibración en la chumacera es relativamente alta. Se debe recordar que esta vibración no es producto de una falla de la máquina, esta es producto de un desbalance de la carga. Ahora se presentan los espectros tomados horizontalmente en la platina metálica inferior del aislador (anclada al suelo) y en el suelo verticalmente al lado del aislador.

Figura 78. Espectro obtenido en la parte inferior y superior del aislador



Se puede observar una efectividad mayor a 90% como se había calculado previamente. Como se recordará de la primera medición, esta máquina a pesar de tener cauchos de llantas, presentaba transmisibilidad de vibración al suelo, como se observa en los siguientes espectros.

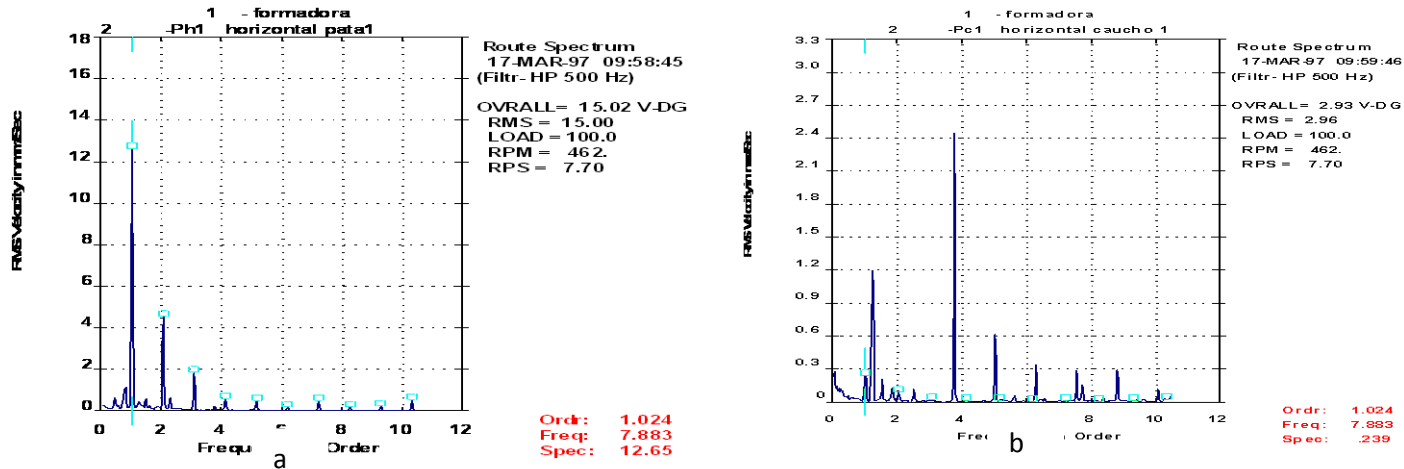
Figura 79. Espectro obtenido en la pata y en el suelo de la secadora



Esta figura muestra el espectro encontrado en una de sus patas y en el suelo verticalmente, se observa como se transmitía la vibración al suelo. Aparentemente la vibración que se transmite es baja, pero lo cierto es que las fuerzas que se transmiten no lo son. Si considera que la vibración presente en la máquina mueve sólo la masa de la máquina (150 kg aproximadamente), la vibración de la placa implica el movimiento de una gran masa (gran parte de la placa), esto implica grandes fuerza moviendo la placa.

6.3.2. Resultados del aislamiento en el banco de formadora. En las siguientes graficas se va comparar los espectros que se obtuvieron en la medición con los aisladores que se escogieron para la formadora:

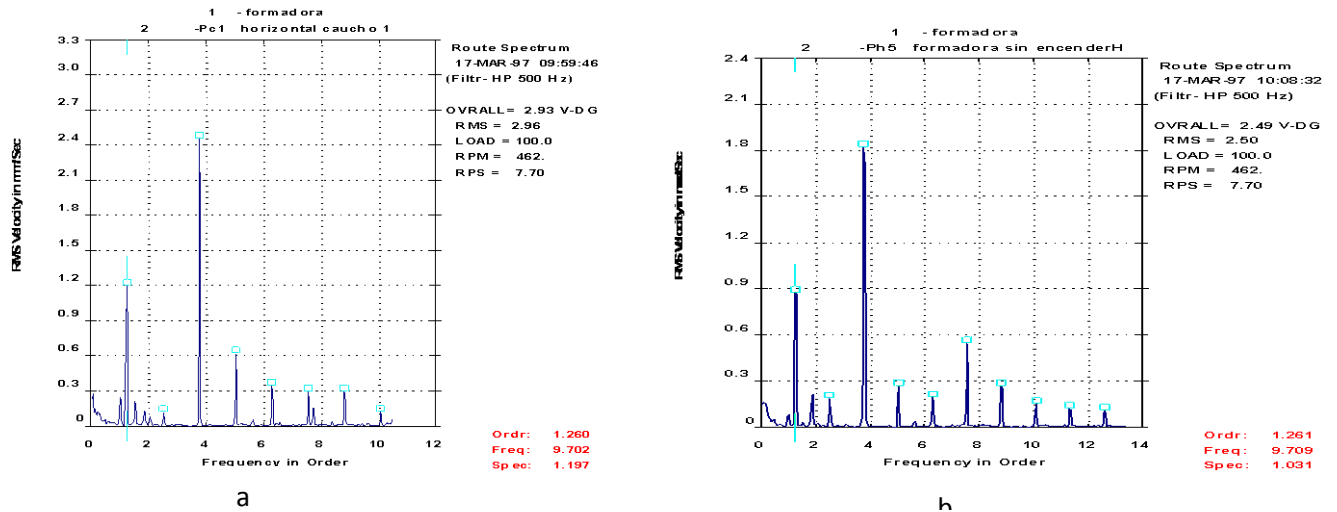
Figura 80. (a)Espectro de formadora sin aislamiento.(b)Espectro con aislamiento.



Se puede ver el pico característico de la figura 80(a), que se da a 1x, el cual viene de la misma máquina, lo que sería algo característico normal de ella por su funcionamiento, comparando esto con la figura 80(b), con el aislador, se ve que esos picos se han visto reducidos eficientemente, lo que da a entender que el caucho ha aislado gran parte de las fuerzas causantes de la vibración, pasando un pico en el 1x de 12.6 mm/s RMS a uno de 0,23 mm/s RMS.

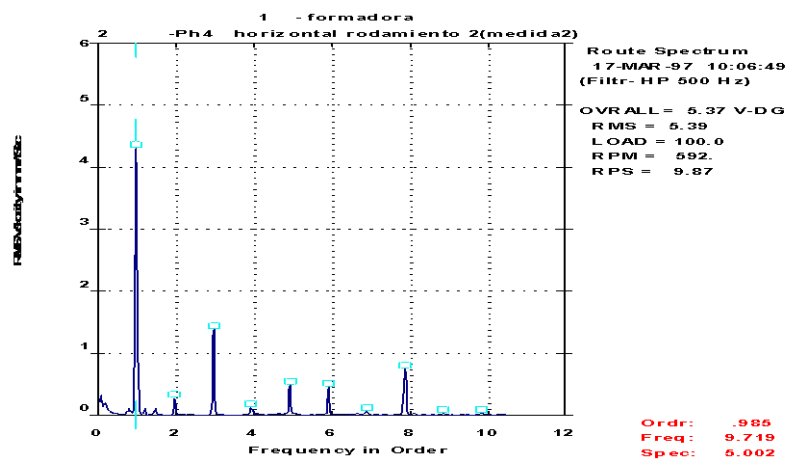
En la figura 80(b) se puede notar otros picos presentes de gran valor que se da a una frecuencia de 9.7 hz y una amplitud de 1.19 RMS, frecuencia que no se encuentra en la figura 80(a), por lo cual se interpreta que esos picos son causados en parte de la máquina, lo cual se verificó con los espectros tomados en la base de la formadora con esta apagada (ver figura 81)

Figuras 81.(a) Espectro vibración en el aislador. (b) Espectro de vibración de la formadora apagada.



Verificando los datos de vibración de los rodamientos, se encontró que el pico a la frecuencia 9,7 hz que se registran en las figuras anteriores, es causados por los rodamientos en el eje principal que hace funcionar la formadora, ver figura 82.

Figuras 82. Espectro de rodamiento



6.4. NUEVO CALCULO DE AISLADORES

6.4.1. Secadora centrífuga. En el capítulo 3 se había estimado la ubicación del centro de masa de esta máquina, sin embargo este centro de masa se desplaza dependiendo de la cantidad de carga que se deposite en la máquina, por lo que este se mantendrá en un rango de distancias.

Para el cálculo realizado en el capítulo 3 se halló que.

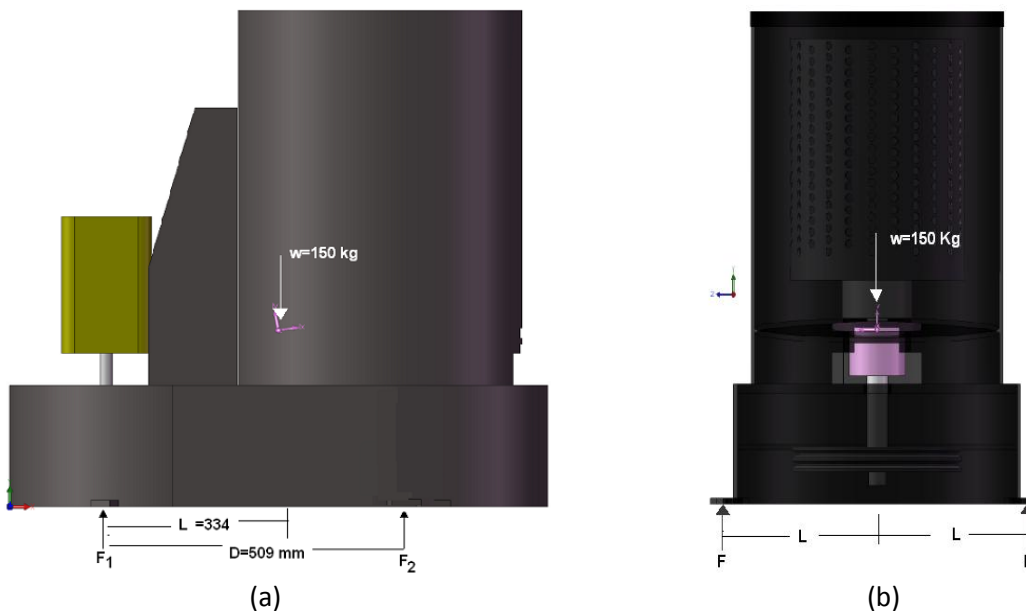
$$L1=344\text{mm}$$

$$L2=165\text{mm}$$

Con distancia entre apoyos de $D=509\text{mm}$.

De esta forma se puede realizar un diagrama de cuerpo libre para determinar cuanta carga está soportando cada aislador. Tomando la figura 83 para ilustrar el diagrama de cuerpo libre se tiene.

Figura 83. Diagrama de cuerpo libre de secadora centrífuga



Para este diagrama se tiene dos ecuaciones con dos incógnitas.

$$F1 + F2 = W \quad (6.18)$$

$$F2 * D - W * L1 = 0 \quad (6.19)$$

Resolviendo para los valores de la máquina de W y L1.

Se obtiene.

$$W=150 \text{ Kg}=1470 \text{ N}$$

$$F2=993 \text{ N}$$

$$F1=477 \text{ N}$$

Estas fuerzas son soportadas por los dos aisladores de los anclajes de cada extremo de la máquina. Ahora para que la máquina quede al mismo nivel cuando se instalen los aisladores se debe cumplir que.

$$F1 = \Delta K1 \quad (6.20)$$

$$F2 = \Delta K2 \quad (6.21)$$

Donde Δ es lo que se comprime el aislador, y como la máquina no puede estar inclinada, este desplazamiento es igual en los dos lados. De las ecuaciones anteriores se puede extraer la siguiente relación.

$$\frac{F1}{F2} = \frac{K1}{K2} \quad (6.22)$$

De aquí se concluye que.

$$K2 = 2.0 * K1 \quad (6.23)$$

Si se dejan los aisladores existentes en el lado 1 de la secadora, se debe calcular nuevamente los aisladores del lado 2. La K de este nuevo aislador es.

$$K_2 = 2.0 * 42 \text{ N/mm} = 84 \text{ N/mm (de cada aislador)}.$$

Ahora se debe revisar el caucho que se utiliza en este aislador y a demás se debe revisar si es posible encontrarlo en el comercio de Bucaramanga.

Revisando cada tipo de caucho se encuentra que con uno de 60 Shore A se encuentra una constante de $K = 84.2 \text{ N/mm}$.

Ahora se debe calcular la eficiencia de aislamiento con esta nueva constante.

La constante total de la máquina es.

$$K = 2 * K_1 + 2 * K_2 \quad (6.24)$$

La constante de aislamiento queda: $K = 252 \text{ N/mm}$

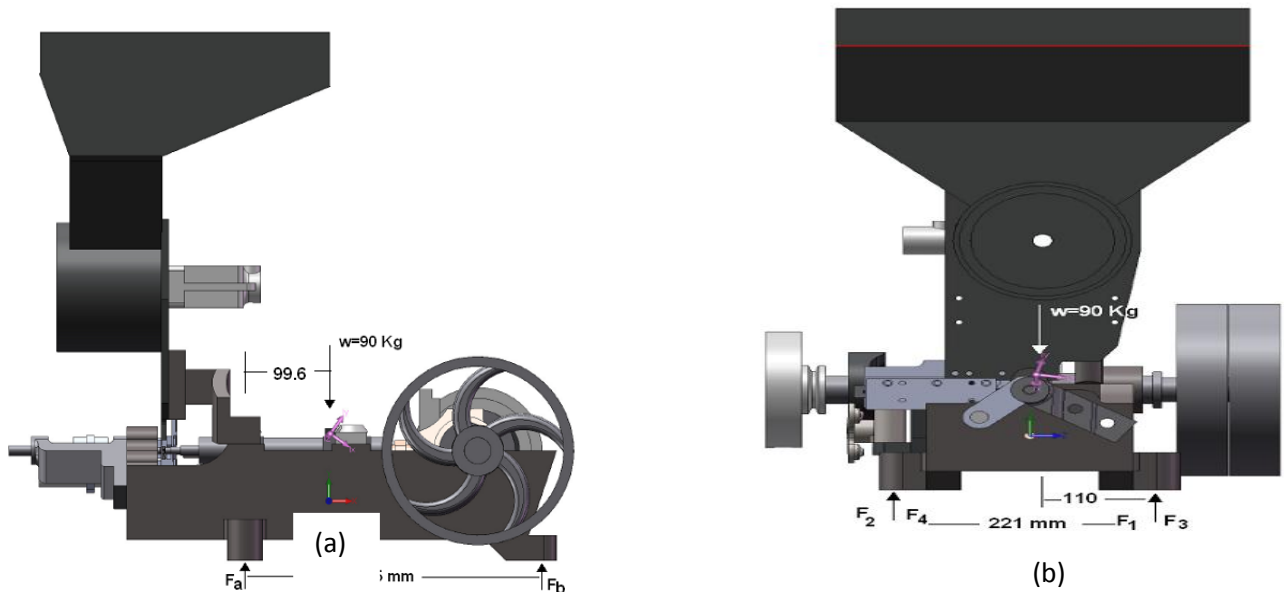
La frecuencia natural del sistema queda: $\omega_0 = 6.5 \text{ Hz}$

La relación de frecuencias es. $\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{12}{6.5} = 1.8$

Si se busca esta relación en la figura 9 se puede encontrar que queda una eficiencia de aislamiento de 60% en compresión. Ya se sabe que la eficiencia en cortante es mayor, por lo que se deja este valor como adecuado.

6.4.2. Banco de formadoras.

Figura 84. Diagrama de cuerpo libre de la formadora



Como la carga en cada una de las patas no es simétrica, se calcula el peso de las patas delanteras y de las patas traseras. Figura n (a), según la ecuación 6.18 y 6.19 se tiene que:

$$F_a + F_b = 90$$

$$F_b * 355 - 90 * 99.6 = 0$$

Resolviendo para los valores de la máquina.

Se obtiene.

$F_a=64.8$ Kg (peso sobre patas delanteras)

$F_b=25.9$ Kg (peso sobre patas traseras)

Donde $F_a=F_1+F_2$ y $F_b=F_3+F_4$

Ahora se procede a hallar el peso que le corresponde a cada pata de la maquina según el centro de masa de la maquina.

Según la grafica 84 (b)

Las fuerzas dan como resultado:

$F_1=35.5$ Kg y $F_2=29.3$ Kg (fuerzas en patas delanteras)

$F_3=13.8$ Kg y $F_4=11.4$ Kg (fuerzas en las patas traseras)

Resolviendo para:

$$F = \Delta K$$

Entonces:

$$35.5 = \Delta K_1$$

$$29.3 = \Delta K_2$$

$$13.8 = \Delta K_3$$

$$11.4 = \Delta K_4$$

Se deja el aislador ya hallado en la pata 4 ($K_4=25,22$ N/mm) y se procede a hallar las demás constantes y a buscar con respecto a los resultados de estas una dureza de caucho que sea pertinente con los datos hallados, entonces:

$K_1=78.42$ N/mm \longrightarrow caucho de 65 Shore A (con $k=80$)

$K_2=64.81$ N/mm \longrightarrow caucho de 60 Shore A (con $k=63$)

$K_3=30.51$ N/mm \longrightarrow caucho de 50 Shore A (con $k=30$)

Se procede a hallar la eficiencia de aislamiento:

Como no es posible sumar las constantes para hallar la frecuencia natural y así la eficiencia, pues la metodología da lugar que cada caucho de cada pata es igual,

se hará un promedio de la eficiencia: (nota: los cálculos son como iguales que se dieron para los primeros aisladores)

$K_1=78.42$ N/mm → eficiencia del 10%

$K_2=64.81$ N/mm → eficiencia del 40%

$K_3=30.51$ N/mm → eficiencia del 78%

Promedio = $(85+10+40+78)/4 = 53\%$

Cabe recordar que la rigidez del caucho se recálculo debido al peso de la maquina en cada pata, para que la maquina quedara nivela y no afectara el proceso de producción.

CONCLUSIONES

- Se puede desarrollar modelos sencillos, como una primera aproximación (ya que estos modelos deben ser contrastados con la máquina real), que sirve de guía para determinar un diagnóstico y para describir el comportamiento dinámico de una máquina.
- En el desarrollo del modelo no se evidencia todas las fallas en las máquinas.
- La utilización de un software de simulación permite dar más herramientas de juicio en el análisis.
- se puede destacar la importancia de otro tipo de sistema de medición como el estroboscopio para apoyar el diagnóstico realizado mediante el analizador.
- La utilización de un software cae es importante para determinar frecuencias naturales de los sistemas para apoyar el resultado de la medición con el analizador.
- Se corroboró la efectividad de los diagnósticos mediante el analizador de forma visual u otro tipo de medición.
- A pesar de que la aplicabilidad de la norma iso2372 es para máquinas rotativas puede servir de guía para máquinas reciprocantes de baja potencia
- A pesar de que en Colombia no haya empresas dedicadas a la distribución de aisladores con catálogo, es posible realizar diseños con materiales distribuidos por empresa de la región.
- Este proyecto da campo para que la universidad profundice en el diseño y aplicación de aisladores.

BIBLIOGRAFIA

- **GARCIA CASTRO, Alfonso.** Vibraciones mecánicas, modulo I.Colombia.2001.
- **THOMSON, William.** Teoría de vibraciones, aplicaciones. México. PRENTICE-HALL.1982.
- **ROSAS SARMIENTO, Guillermo.** ESTUDIO DE VIBRACIONES MECANICAS EN MAQUINAS RECIPROCANES. Tesis para obtener el título de ingeniero mecánico. 2004. UIS.
- **UNIVERSITAS NAVARRENSIS, Departamento de ingeniería mecánica, energética y de materiales.** Control de vibraciones.
- **P.W. Wang, C.C. Cheng.** Design of vibration absorbers for structures subject to multiple-tonal excitations. National Chung Cheng University.Vol.128.2006.
- **SHIGLEY, Joseph Edward.** Teoría de máquinas y mecanismos. México. Mc-GRAW HILL. 1999.
- **CIESIELSKI, Andrew.** An Introduction to Rubber Technology. Reino Unido: Rapra Technology. 1999.
- **CREDE, Charles y RUZICKA, Jerome.** Theory of Vibration Isolation. En : Harris, Cyril y PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York : McGraw Hill, 2002. 620 p.
- **HARRIS, Cyril y RACCA, Romulus.** Shock and Vibration Isolators and Isolation Systems. En : _____ y PIERSOL, Allan. Harris' Shock and Vibration Handbook. 5 ed. New York : McGraw Hill, 2002. 620 p.