

**ANÁLISIS DE FASE PARA VIBRACIONES
MECÁNICAS EN MAQUINARIA ROTATIVA**

JENNY JULIANA NOVOA DELGADO

JAVIER MAURICIO ORTIZ NAVAS

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.004

**ANÁLISIS DE FASE PARA VIBRACIONES
MECÁNICAS EN MAQUINARIA ROTATIVA**

JENNY JULIANA NOVOA DELGADO

JAVIER MAURICIO ORTIZ NAVAS

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

ALFONSO GARCÍA CASTRO

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2.004

DEDICATORIA

A Dios por permitir que mi deseo de ser Ingeniero Mecánico se cumpliera.

A mi madre Marilú Navas por traer esta belleza al mundo,
a mi padre Gilberto Ortiz por colaborar con la obra maestra.

A mis abuelas Ismelda Cuadros y Paula Helena Moreno
por contribuir a mi desarrollo personal.

A mi hermana Diana Milena Ortiz Navas por su compañía,
su carácter y sus críticas constructivas sobre mis actos.

A mis tíos Luis Eduardo Ortiz, a Gloria Isabel Ortiz,
a mis familiares, a personas que estuvieron atentos a mis comentarios,
dificultades y éxitos alcanzados durante mi carrera estudiantil.

A mi novia Carmen Lucia Ramírez Carvajal,
que me ha brindado su afecto, apoyo y valiosa ayuda.

Javier Mauricio

A Él, indudablemente

A Adriano, Elsa y Adriana Marcela, mi familia, amorosamente

A mis buenos amigos y compañeros, sinceramente.

Jenny Juliana

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

ALFONSO GARCÍA CASTRO, Ingeniero Mecánico M.Sc., profesor de la escuela de Ingeniería Mecánica y director de este proyecto.

Por su invaluable colaboración.

La escuela de Ingeniería Mecánica, por su colaboración en la adquisición de un instrumento de medición.

EL PERSONAL DEL TALLER DE INGENIERÍA MECÁNICA: Gonzalo, Freddy, Henry y ayudantes de taller.

... Y a todas aquellas personas que estuvieron interviniendo en parte a la culminación de este proyecto.

CONTENIDO

| | pág. |
|--|-------------|
| CONTENIDO | 1 |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1. ANÁLISIS POR ORBITAS DE LISSAJOUS | 3 |
| 1.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ORBITAS DE DIFERENTES FALLAS EN MAQUINARIA | 4 |
| 2. MÉTODOS PARA ANALIZAR SEÑALES DE VIBRACIÓN | 14 |
| 2.1. ANÁLISIS EN DOMINIO DE FRECUENCIA | 14 |
| 2.2. REPRESENTACIÓN DE LA ONDA SINUSOIDAL DE LA VIBRACIÓN PARA ANALIZAR FASE. | 17 |
| 2.3. COMPARACIÓN DE LA FASE Y MODO DE VIBRAR DE DOS PUNTOS EN LA MISMA DIRECCIÓN | 21 |
| 2.4. ANÁLISIS DE FASE | 23 |
| 2.5. CARACTERÍSTICAS DE DIFERENTES FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA | 25 |
| 2.6. SOLTURA MECÁNICA. | 32 |
| 3. DISEÑO DEL BANCO DE EXPERIMENTACIÓN | 34 |
| 3.1. DESCRIPCIÓN GENERAL | 34 |
| Analizador de vibraciones | 35 |
| Foto tacómetro. | 36 |
| Acelerómetro. | 37 |
| 3.2. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO | 39 |
| Análisis de cargas de las poleas. | 39 |
| Análisis de cargas de los ejes | 41 |

| | |
|---|-----|
| Cálculo diámetro del eje | 51 |
| 4. EXPERIMENTACION | 64 |
| 4.1. METODOLOGÍA | 65 |
| 5. MANUAL DE EXPERIMENTACIÓN | 106 |
| 5.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE EXPERIMENTACIÓN | 106 |
| 5.2. INSTRUMENTOS Y ACCESORIOS | 107 |
| 5.3. MARCO TEÓRICO | 109 |
| 5.4. EXPERIENCIAS. | 114 |
| 5.4.1. Procedimiento para desbalanceo. | 114 |
| 5.4.2. Procedimiento para desalineamiento. | 117 |
| 5.4.2.1. Tabla de mediciones para desalineamiento | 119 |
| 5.4.3. Procedimiento para soldadura mecánica | 119 |
| 6. CONCLUSIONES | 122 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS | 124 |
| ANEXO | 125 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|---|-------------|
| Figura 1. Órbita de Lissajous indicando desbalanceo | 4 |
| Figura 2. Órbita de Lissajous para un problema de desalineamiento. | 5 |
| Figura 3. Órbita de Lissajous en forma de 8 indicando. | 6 |
| Figura 4. Órbitas de Lissajous para casos de desalineamiento excesivo. | 6 |
| Figura 5. Órbita de Lissajous para roces suaves. | 8 |
| Figura 6. Órbitas de Lissajous para roces completos | 9 |
| Figura 7. Órbita de Lissajous para Roces Severos en precesión inversa | 10 |
| Figura 8. Órbitas de Lissajous para roces del rotor de “impacto y rebote”. | 10 |
| Figura 9. Órbita de Lissajous para condición de torbellino de aceite | 11 |
| Figura 10. Órbitas de Lissajous para soldadura mecánica. | 12 |
| Figura 11. Análisis con dominio de frecuencia | 15 |
| Figura 12. Espectro vibratorio. | 16 |
| Figura 13. Círculo de grados cortado y extendido en una línea. | 17 |
| Figura 14. Desviación vertical por cada 30° de rotación. | 18 |
| Figura 15. Tiempo transcurrido al rotar el vector de desviación de la fuerza en sentido horario a un ciclo por segundo. | 19 |
| Figura 16. Onda sinusoidal con respuesta de fase, una vez por ciclo. | 20 |
| Figura 17. Rotor visto cuando la luz destella una vez por revolución. | 20 |
| Figura 18. Vibraciones del extremo izquierdo y derecho en fase. | 21 |
| Figura 19. Vibraciones del extremo izquierdo y derecho fuera de fase en 180° | 22 |
| Figura 20. Vibraciones del extremo izquierdo y derecho fuera de fase en 90° entre sí. | 22 |
| Figura 21. Ángulo de fase. | 24 |

| | |
|--|----|
| Figura 22. Medición de fase con luz estroboscópica | 25 |
| Figura 23. Modos de agitación por desbalanceo. | 27 |
| Figura 24. Formas de desalineamiento. | 28 |
| Figura 25. Modos de agitación del rotor. | 29 |
| Figura 26. Modos de agitación por desalineamiento. | 30 |
| Figura 27. Patas sueltas en maquinaria. | 32 |
| Figura 28. Prototipo. | 34 |
| Figura 29. Analizador CSI. | 36 |
| Figura 30. Foto tacómetro infrarrojo CSI. | 37 |
| Figura 31. Acelerómetro CSI | 38 |
| Figura 32. Lámpara Estroboscópica | 38 |
| Figura 33. Cargas en las poleas. | 40 |
| Figura 34. Eje central corto. | 41 |
| Figura 35. Diagramas Eje central corto | 42 |
| Figura 36. Eje central largo | 43 |
| Figura 37. Diagramas Eje central largo | 44 |
| Figura 38. Eje lateral 2 corto | 45 |
| Figura 39. Diagramas Eje lateral 2 corto | 45 |
| Figura 40. Eje lateral 2 largo | 46 |
| Figura 41. Diagramas Eje lateral 2 largo | 47 |
| Figura 42. Eje lateral 1 corto | 48 |
| Figura 43. Diagramas Eje lateral 1 corto | 48 |
| Figura 44. Eje lateral 1 largo | 49 |
| Figura 45. Diagrama Eje lateral 1 largo | 50 |
| Figura 46. Diagrama de esfuerzos dinámicos por tracción y/o flexión | 52 |
| Figura 47. Diagrama de esfuerzos dinámicos por torsión y/o cortante | 52 |
| Figura 48. Diseño Eje central largo, Eje lateral 1 largo y Eje lateral 2 largo | 55 |
| Figura 49. Diseño Eje central corto | 56 |
| Figura 50. Diseño Eje lateral 2 corto | 56 |
| Figura 51. Diseño Eje lateral 1 corto | 56 |

| | |
|--|----|
| Figura 52. Eje central y laterales largos | 57 |
| Figura 53. Eje central y laterales cortos | 57 |
| Figura 54. Motor de velocidad variable | 61 |
| Figura 55. Discos | 62 |
| Figura 56. Porta rodamientos | 62 |
| Figura 57. Soportes de porta rodamientos | 63 |
| Figura 58. Ángulos soporte | 63 |
| Figura 59. Acelerómetro y analizador | 64 |
| Figura 60. Lámpara estroboscópica y fototacómetro | 64 |
| Figura 61. Ensamblaje del prototipo | 65 |
| Figura 62. Señalización de los puntos de medición | 71 |
| Figura 63 . Señalización de ejes y discos de desbalanceamiento | 71 |
| Figura 64. Mecanismo de desalineamiento lateral | 85 |
| Figura 65. Disposición de los puntos de medición. | 86 |
| Figura 66. Desbalanceo del disco 1 del eje 1 con una masa de 11,5 g a 2000 rpm | 91 |
| Figura 67. Desbalanceo del disco 2 del eje 1 con una masa de 0.9 g | 92 |
| Figura 68. Desbalanceo del disco 1 del eje 1 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm | 92 |
| Figura 69. Desbalanceo del disco 2 del eje 1 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm | 93 |
| Figura 70. Desbalanceo del disco 2 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm | 94 |
| Figura 71. Desbalanceo del disco 1 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm | 94 |
| Figura 72. Desbalanceo del disco 2 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm | 95 |
| Figura 73. Desbalanceo del disco 1 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 1500 rpm | 96 |

| | |
|--|-----|
| Figura 74. Desbalanceo del disco 1 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm | 96 |
| Figura 75. Desbalanceo del disco 2 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm | 97 |
| Figura 76. Desbalanceado el disco 1 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm | 98 |
| Figura 77. Desbalanceado el disco 2 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm | 98 |
| Figura 78. Desbalanceado el disco 1 del eje 2 con una masa de 3.1 g a 2000 rpm | 99 |
| Figura 79. Desbalanceo del disco 1 del eje 2 con una masa de 3.1 g a 2000 rpm | 100 |
| Figura 80. Desbalanceo del disco 1 eje 3 masa 3.1 g a 1500 rpm | 100 |
| Figura 81. Desalineado eje 1 a 2000 rpm | 101 |
| Figura 82. Desalineado eje 1 a 1500 rpm | 102 |
| Figura 83. Desalineado eje 1 a 1200 rpm | 103 |
| Figura 84. Prototipo | 106 |
| Figura 85. Analizador, foto tacómetro y acelerómetro | 108 |
| Figura 86. Lámpara estroboscópica | 108 |
| Figura 87. Disco desbalanceado: centro de masas no está en el eje de rotación | 110 |
| Figura 88. Formas de desalineamiento | 111 |
| Figura 89. Patas sueltas en maquinaria | 113 |
| Figura 90. Señalización de los puntos utilizados en al experiencia de desbalanceo. | 115 |
| Figura 91. Mecanismo de desalineamiento. | 118 |
| Figura 92. Señalización de los puntos de medición de soltura mecánica. | 121 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|--|-------------|
| Tabla 1. Especificaciones de la lámpara estroboscópica. | 39 |
| Tabla 2. Inercias de elementos | 58 |
| Tabla 3. Experiencia de Balanceo inicial (datos originales) | 66 |
| Tabla 4. Experiencia de Balanceo inicial a 1600 rpm | 67 |
| Tabla 5 . Balanceo EJE 1 a 1200 rpm | 68 |
| Tabla 6 . Balanceo EJE 1 a 1600 rpm | 68 |
| Tabla 7. Balanceo EJE 1 a 2300 rpm | 69 |
| Tabla 8. Primer desbalanceo | 72 |
| Tabla 9 . Segundo desbalanceo | 73 |
| Tabla 10. Tercer desbalanceo | 74 |
| Tabla 11 . Cuarto desbalanceo | 77 |
| Tabla 12 . Quinto desbalanceo | 79 |
| Tabla 13 . Sexto desbalanceo | 81 |
| Tabla 14 . Séptimo desbalanceo | 83 |
| Tabla 15 . Desalineamiento eje 1 | 87 |
| Tabla 16 . Desalineamiento eje 3 | 88 |
| Tabla 17. Datos registrados de soldadura a velocidades de 2000 rpm, 1700 rpm, 1500 rpm y 800 rpm. | 89 |
| Tabla 18. Experiencia de desbalanceo | 116 |
| Tabla 19. Experiencia de desalineamiento | 119 |
| Tabla 20. Experiencia de soldadura mecánica | 121 |

LISTA DE PLANOS

[PLANO 1. Vista superior, lateral y frontal.](#)

[PLANO 2. Vista lateral y frontal.](#)

[PLANO 3. Piezas del sistema.](#)

[PLANO 4. Ejes y detalles.](#)

[PLANO 5. Bases, poleas y acoples.](#)

LISTA DE ANEXOS

| | pág. |
|---|------|
| Anexo 1. Información sobre parámetros para el diseño de los Ejes. | 125 |

RESUMEN

TÍTULO:
ANÁLISIS DE FASE DE VIBRACION EN MAQUINARIA ROTATIVA*

AUTORES: JENNY JULIANA NOVOA DELGADO
JAVIER MAURICIO ORTIZ NAVAS**

PALABRAS CLAVES:
Vibraciones, Fase, Análisis fase, Juliana Novoa, Javier Ortíz.

DESCRIPCIÓN:
Este proyecto se propuso para contribuir al proceso investigativo en el campo de las vibraciones mecánicas y su influencia en la industria regional y nacional, con los objetivos de contribuir al desarrollo académico del programa de Ingeniería Mecánica de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, mediante el aporte de los fundamentos teóricos y la infraestructura básica para el análisis de vibración en maquinaria rotativa. Así como el diseño y la construcción de un banco de pruebas y la realización de experiencias como desbalanceo, desalineamiento y soldadura mecánica.

El método de análisis de vibración basado en la fase, consiste en la observación del cambio de fase entre puntos extremos de la máquina. Para la obtención y registro de las mediciones de fase, se utilizó un analizador de vibraciones y el instrumento de tipo luz estroboscópica, el cual por sintonización emite un destello por cada vuelta del rotor, lo que a la vez produce una ilusión óptica que permite observar “detenida” una marca de referencia. Debido a que existe un gran número de problemas en maquinaria que generan vibraciones al 1x rpm, la medición de fase tiene una gran utilidad ya que contribuye a esclarecer cuál es realmente el problema detectado.

Los resultados y conclusiones en cuanto a la prueba de desbalanceo fueron: las mediciones entre la dirección horizontal y vertical, estaban fuera de fase entre sí 30° a 60°, los modos de agitación vertical y horizontal son muy similares y en general las amplitudes verticales son mayores que las horizontales. En la prueba de desalineamiento: las mediciones tomadas axialmente arrojaron relaciones fuera de fase entre sí de 0° y 180° aproximadamente.

En la prueba de soldadura mecánica se observó que las mediciones no guardan relación alguna en cuanto a la fase se refiere.

-

-
- *Trabajo de Grado
 - **Facultad INGENIERIA MECANICA, programa de VIBRACIONES MECANICAS, director Ing. ALFONSO GARCIA CASTRO

SUMMARY

TITLE:
ANALYSIS OF THE VIBRATION PHASE OF THE ROTATIVE MACHINERY*

AUTHORS: JENNY JULIANA NOVOA DELGADO
JAVIER MAURICIO ORTIZ NAVAS**

KEY WORDS:
Vibrations, Phase, Phase analysis, Juliana Novoa, Javier Ortíz.

DESCRIPTION:

This project was proposed to contribute to the research process in the mechanical vibrations field and its influence in the regional and national industry. The main objectives were to contribute to the academic development of the Mechanical Engineering program at UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, through the contribution of theoretical basis and the basic framework for the analysis of vibration in rotative machinery. In the same way as the design and the construction of a test bank and the execution of experiences of unbalanced, desalination, mechanical looseness.

The vibration analysis method based on the phase consists in the observation of the change of phase among extreme points of the machine. For the obtaining and register of the measurements of phase, a vibrator analyzer was used and the instrument of stroboscopic light kind which by tuning emits a glow for each rotor round and at the same time produce on optical illusion that permits to observe a mark of reference "held". Due to the fact there are a great number problems in machinery that generate vibrations to 1x rpm, the phase measurement has a great usefulness since it contributes to clarify what the detected problem is.

The result and conclusions in regard to the unbalanced test were: the measurements between the horizontal and vertical direction, were out of phase between them 30° to 60°, vertical and horizontal stirrings ways are very alike and in general the vertical amplitudes are higher than the horizontal ones. In the desalination test: the measurements taken axially produced relations out of phase between them from 0° and 180° approximately. In the mechanical looseness, it was observed that the measurements do not keep any relation with regard to the phase.

-

-
- * GRADUATION WORK
 - ** MECHANICAL ENGINEERING FACULTY, MECHANICAL VIBRATIONS PROGRAM, DIRECTOR
Eng. ALFONSO GARCIA CASTRO

INTRODUCCIÓN

Actualmente diagnosticar fallas en maquinaria rotativa, antes que causen problemas, es el objetivo más importante propuesto a los ingenieros por las empresas para llegar a ser más competitivas en el sector industrial. Esto permite considerar la existencia de una gran fuente de problemas que generan vibraciones y además contribuyen al mal desempeño de la maquinaria y por ende a altos costos en el mantenimiento.

Para garantizar el buen desempeño de la maquinaria rotativa, se hace necesario el implemento de equipos con tecnología para el monitoreo y el análisis del comportamiento vibratorio. Los equipos y el sistema de experimentación son el soporte que suministran la información para el análisis de las señales de vibración. El interés de los autores de este proyecto es registrar el estudio de los problemas más comunes en vibración, por el método basado en la fase, con el cual se identifican las características propias de cada anomalía.

El prototipo diseñado para realizar la experiencia, es sometido a cambios físicos e inerciales, por medio de los cuales el estudiante o el personal interesado puede observar el comportamiento de las fallas que producen vibración, como son desbalanceo, desalineamiento y soltura mecánica. Los resultados de la experimentación suministraron información valiosa, que se corroboró con los datos teóricos presentados en este proyecto. En los capítulos siguientes se presentarán los diferentes métodos de análisis de vibración y el método de análisis de vibración basado en la fase, aplicado a maquinaria rotativa, con lo cual se desea contribuir al desarrollo académico

del programa de Ingeniería Mecánica, en cuanto al estudio del comportamiento de los fenómenos vibratorios más comunes.

1. ANÁLISIS POR ORBITAS DE LISSAJOUS

Una órbita de Lissajous es una figura que se obtiene de la superposición de dos oscilaciones armónicas perpendiculares.

Julies Antoine Lissajous (1822-1880) descubrió estas elegantes curvas en 1857 mientras realizaba experiencias de sonido. Se dice que el americano Nathaniel Bowditch (1773-1838) había encontrado ya tales curvas en 1815.

Las curvas de Lissajous pueden ser representadas por las ecuaciones, $x = \sin t$, $y = \sin (at+b)$, $0 \leq b \leq \pi/2$. Curvas específicas ocurren como resultado de diferencias en la relación de frecuencias a y en la fase b .

En un osciloscopio puede hacerse visible una órbita de Lissajous conectando una señal armónica a la entrada del eje X y otra a la entrada del eje Y.

Estas curvas son de gran aplicación en matemáticas, física, astronomía y otras ciencias. En el campo de las vibraciones mecánicas pueden obtenerse órbitas de Lissajous mediante la superposición de dos señales de vibración captadas en direcciones perpendiculares en los apoyos o cojinetes de sistemas rotativos.

Si la vibración es medida entre el rotor y sus apoyos, la órbita resultante representa el movimiento relativo del eje del rotor con respecto al cojinete. El estudio de las órbitas de Lissajous puede ser aplicado para identificar la presencia o ausencia de anomalías en maquinaria rotativa.

La identificación de dichos problemas se hace comparando las amplitudes y frecuencias de las señales captadas en direcciones horizontal y vertical

para cada cojinete de la máquina. Anomalías típicas en las máquinas generan curvas de características específicas.

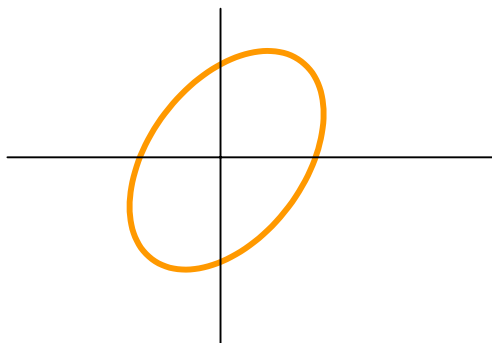
1.1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR ORBITAS DE DIFERENTES FALLAS EN MAQUINARIA

Los diferentes problemas que se presentan en maquinaria rotativa, son representados por señales de vibración. Es así, como las órbitas de Lissajous se convierten en una herramienta útil para discriminar los problemas y contribuyen al mejoramiento del desempeño de la maquinaria en la industria.

A continuación se presentan las características más importantes de las señales correspondientes a diferentes fallas en maquinaria rotativa.

1.1.1. Desbalanceo. Una órbita de Lissajous ideal para una condición de desbalanceo puede ser un círculo perfecto. Aunque esto es posible en casos reales, sólo es una aproximación; debido a que la rigidez es diferente tanto horizontal como vertical, esta gráfica no es un círculo perfecto y considerando que la rigidez vertical es mayor, se obtiene una órbita de Lissajous que asemeja una elipse (figura 1). La amplitud de la órbita varía con el incremento de la velocidad de operación.

Figura 1. Órbita de Lissajous indicando desbalanceo.

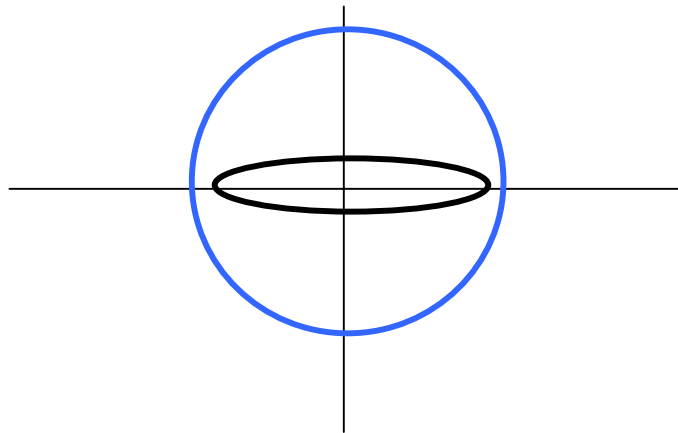


En general, si la relación geométrica del eje mayor con el eje menor está entre 3:1 a 5:1, la órbita de Lissajous indica una condición de desbalanceo.

Si la relación es mayor de 5:1 puede indicar otros problemas tales como: desalineamiento, resonancia, excentricidad y soltura mecánica.

1.1.2. Desalineamiento. La curva de Lissajous que representa una condición de desalineamiento, se asemeja a una elipse (figura 2).

Figura 2. Órbita de Lissajous para un problema de desalineamiento.



En general la relación entre el eje mayor y el menor de la elipse está entre 3:1 a 8:1 para una condición de desalineamiento, pero los valores más comunes están entre 5:1 a 6:1.

Si el componente del 1x rpm, es $\frac{1}{2}$ o 2 veces la amplitud del componente al 2x rpm, una órbita en forma de 8 puede formarse (figura 3). En caso de desalineamiento excesivo otras gráficas se pueden presentar (como las figuras 4a, 4b y 4c).

Figura 3. *Orbita de Lissajous en forma de 8 indicando.*

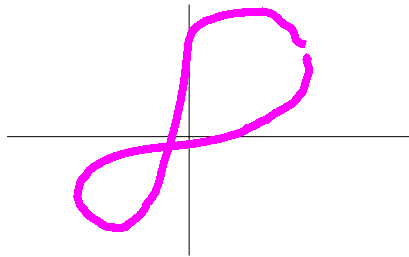
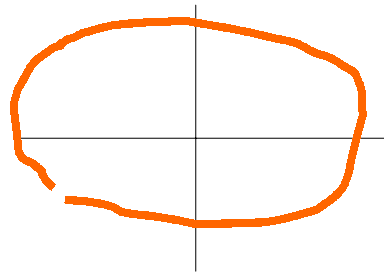
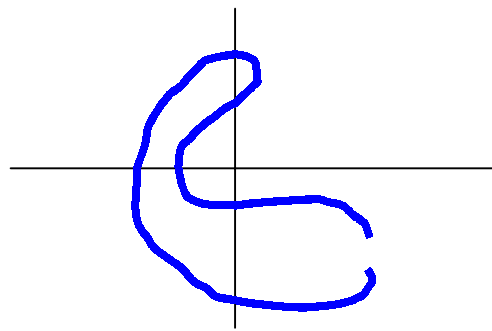


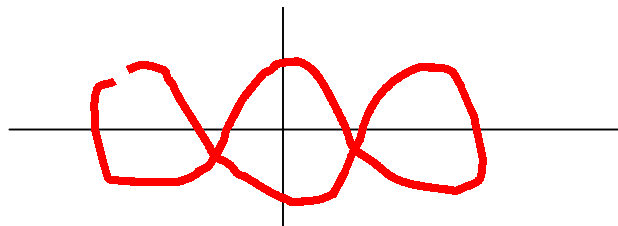
Figura 4. *Orbitas de Lissajous para casos de desalineamiento excesivo.*



b. *Orbita en forma de banana*



mpleja



1.1.3. Resonancia. La resonancia es la coincidencia de una frecuencia de excitación y una frecuencia natural del sistema. Cuando un sistema está sometido a resonancia, el agente impulsor (el sistema es accionado mediante un agente externo, que varía su frecuencia) hace que la amplitud del sistema se eleve a un máximo. La respuesta del sistema, medida por su amplitud y fase, sufre variaciones rápidas cuando la frecuencia pasa a través de los valores alrededor de la zona de resonancia.

1.1.4. Identificación de desbalanceo, desalineamiento o resonancia.

Cuando a una órbita se le superpone la señal de referencia para medición de fase, se genera un punto en blanco, que interrumpe la órbita y representa el paso a 1X rpm.

Para diferenciar los problemas de desbalanceo, desalineamiento o resonancia, no basta sólo con el análisis orbital. Se debe observar el cambio de la velocidad del eje y el cambio en la posición del punto en blanco.

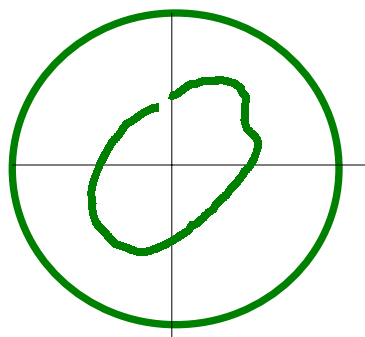
En la primera resonancia, cuando se incrementa la velocidad de rotación del eje, el punto en blanco deberá moverse aproximadamente 90° a partir de la posición original; si se sigue incrementando la velocidad, el punto en blanco se desplazará aproximadamente hasta 180° a partir de la posición original. Aunque el rango de velocidad crítica o velocidad de resonancia varía de una pieza de maquinaria a otra dependiendo de diversas variables, se puede afirmar que para las máquinas de velocidad mediana (aproximadamente 4000 rpm) la velocidad crítica comienza aproximadamente a un 20% por debajo del pico de resonancia. Si la velocidad del eje está localizada entre la primera crítica y la segunda crítica, se observa un cambio de posición similar de 180° mientras la velocidad decrece por debajo de la primera crítica. Luego, se puede concluir en ambos casos que la forma elíptica de la órbita es debida a que la velocidad del eje está en las proximidades de la velocidad

crítica. Esto no es debido a una condición de desbalanceo. Si la velocidad se incrementa y el punto en blanco no se desplaza, se concluye que el problema es desbalanceo o posiblemente desalineamiento. Para determinar si una órbita elíptica es de desalineamiento o resonancia, se debe observar el cambio en la forma de la órbita mientras la velocidad varía. Si el eje está funcionando cerca de la velocidad crítica, el perfil de la gráfica de Lissajous cambiará notablemente, al aumentar o disminuir la velocidad. Si la relación del eje mayor respecto al eje menor es 8:1 a 10:1 o más, esto sugiere fuertemente que el rotor está operando cerca de su velocidad crítica o posiblemente cerca de una resonancia estructural.

1.1.5 Roce del rotor. Un roce es generalmente causado cuando un componente rotativo entra en contacto con un componente estacionario, tal como la superficie de un rodamiento, un sello o el estator de un motor. Las causas más comunes de rozamientos son: excesivo desbalanceo, desalineamiento, pata coja, excesiva tolerancia en el rodamiento, arco térmico y otros. Los roces del rotor son básicamente de dos tipos: roces suaves y roces severos.

1.1.5.1 Roces suaves. En un roce suave el elemento rotativo toca simplemente el componente estacionario una vez por revolución. El resultado es una distorsión ligera de una órbita circular y elíptica (figura 5).

Figura 5. Órbita de Lissajous para roces suaves.

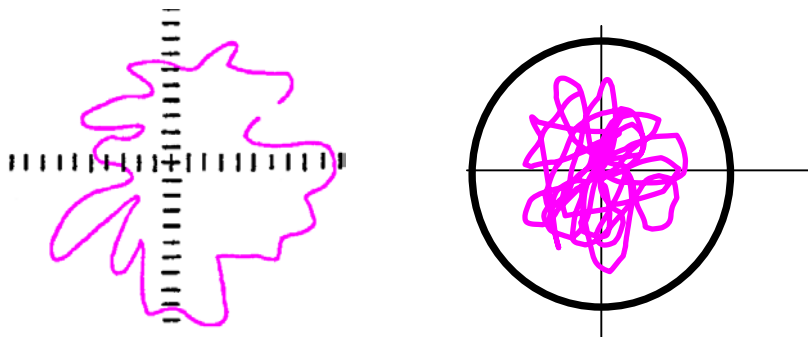


Además de la distorsión se presenta un movimiento del punto en blanco hacia atrás y hacia adelante en la órbita de Lissajous (puede cambiar más de 10°). Sin embargo, estos roces a menudo cambian hacia roces severos.

1.1.5.2 Roces severos. Dependiendo del mayor o menor grado de roce entre partes estacionarias y en rotación, se generan órbitas de diferentes grados de severidad. Las características que se presentan son: componentes resonantes excitados, incrementos de órdenes de frecuencias armónicas y otras frecuencias asíncronas que pueden interactuar para crear múltiples efectos.

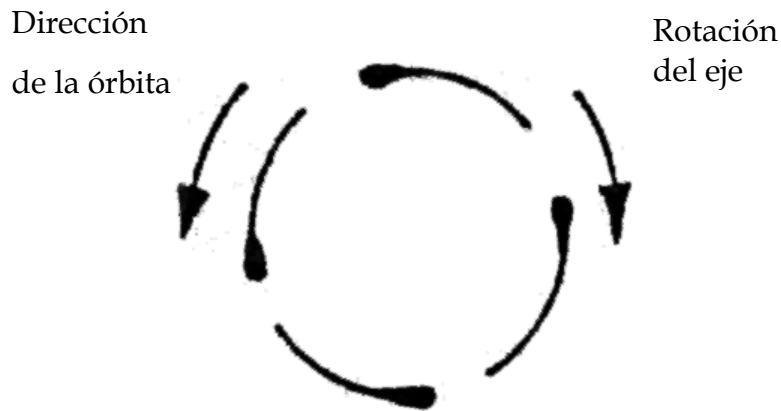
En roces severos, la órbita presenta formas aleatorias que se caracterizan por frecuencias armónicas, frecuencias no sincrónicas y frecuencias resonantes de varias componentes, como las mostradas en la figura 6.

Figura 6. Órbitas de Lissajous para roces completos



Mientras el nivel de amplitud se incrementa debido a que la situación de roce empeora, una fuerza tangencial actúa en el punto de contacto en dirección opuesta a la rotación del eje. Al tiempo que esto ocurre, la órbita de Lissajous presenta una precesión en sentido contrario a la rotación del eje (ver figura 7).

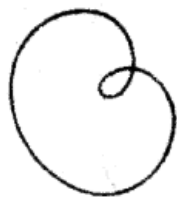
Figura 7. Órbita de Lissajous para Roces Severos en precesión inversa



1.1.5.3 Roces de impacto y rebote. Entre los extremos de roce suave y roce severo, se encuentra una gama de roces parciales, conocida como roces de impacto y rebote. Una condición tal como desalineamiento puede hacer que el eje toque ligeramente la superficie del rodamiento haciendo que el rotor pierda la tendencia a moverse radialmente hacia fuera, a medida que la condición se degenera el eje también impacta y rebota, esto puede resultar en un torbellino en reversa. Frecuentemente este fenómeno ocurre a $1/2 X$ rpm. Para verla órbita completa se requiere dos revoluciones del eje. Esto aparece en la órbita como un lazo interno secundario. Mientras la condición degenera ocurren mas y más golpes y estos se reflejan en la órbita de Lissajous.

A medida que los impactos son más frecuentes los lazos internos son más compactos, ver figura 8.

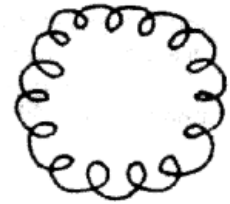
Figura 8. Órbitas de Lissajous para roces del rotor de "impacto y rebote".



a Golpe ligero



b. Golpe medio



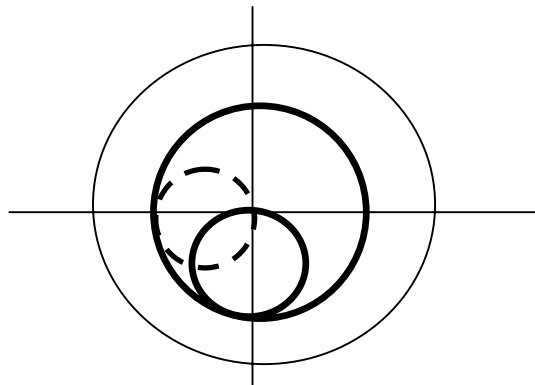
c. Golpe fuerte

1.1.6 Torbellino de aceite. Usualmente ocurre en máquinas con cojinetes de deslizamiento y un sistema de lubricación presurizado, generalmente los ejes son largos, con altas rpm y operan por encima de su primera velocidad crítica. Los cojinetes son ligeramente cargados con baja amortiguación. Condiciones de desbalance o desalineamiento pueden generar la fuerza de excitación que suministra el impulso para el torbellino de aceite.

Debido a la rotación dentro del cojinete, el eje tiene una tendencia a montarse sobre la cuña de aceite, lo cual hace que el eje se separe de la superficie de apoyo. Esta pequeña fuerza desestabilizadora combinada con la fuerza de excitación, causa que el eje y el lubricante circulen fuertemente en la dirección de rotación, mientras hace que el eje gire por la periferia del cojinete mientras rota. La frecuencia de giro del aceite está entre 42 y 48 % de la velocidad de rotación del eje.

La órbita de Lissajous para la condición de giro de aceite muestra un lazo interno secundario que rota lentamente alrededor del eje geométrico de la órbita de desplazamiento. El lazo interno rota a una frecuencia independiente de la órbita de desplazamiento, porque no es sincrónico con la rotación. La figura 9 es un ejemplo de la órbita de Lissajous de un eje sujeto a una condición de torbellino de aceite.

Figura 9. Órbita de Lissajous para condición de torbellino de aceite



1.1.7 Soltura mecánica. El comportamiento de la órbita de Lissajous debido a la soltura mecánica es similar a la de un roce. La causa más común de soltura mecánica es demasiada tolerancia en el cojinete. El efecto sobresaliente de la soltura mecánica es la presencia de fracciones enteras de sub-armónicos del 1X r.p.m.(usualmente 1/2X o 1/3X), tanto como la presencia de órdenes armónicos de 1X r.p.m. del eje. Las frecuencias sub-sincrónicas producen lazos internos secundarios similares a los de las órbitas de Lissajous para rozamientos.

Sin embargo, en situaciones más complejas, las órbitas pueden ser bastante erráticas, como se muestra en la figura 10.

Figura 10. Órbitas de Lissajous para soltura mecánica.



1.1.8 Identificación de soltura mecánica, rozamiento o torbellino de aceite. Para determinar si el problema es por soltura mecánica o roce del rotor, la clave está en la determinación de la dirección del movimiento de la órbita, en relación con la rotación del eje. Si el problema es soltura mecánica, las órbitas de desplazamiento y los lazos secundarios están bloqueados (en fase), independientes de la rotación del eje.

Si el problema es roce del rotor, la órbita de desplazamiento tiene una tendencia a la rotación en dirección opuesta a la rotación del eje,

especialmente es roces severos. Para determinar si el problema es soltura mecánica o de torbellino de aceite debemos considerar el lazo secundario.

Si el problema es de giro de aceite, el lazo interno rotará lentamente en la misma dirección de la rotación del eje. Si el problema es soltura mecánica los lazos secundarios son estacionarios porque son sincrónicos con la órbita de desplazamiento al 1X rpm.

Esta característica “en fase” también aplicaría al roce del rotor.

2. MÉTODOS PARA ANALIZAR SEÑALES DE VIBRACIÓN

Existen diversas técnicas de representación gráfica que ayudan a la interpretación de problemas específicos en maquinaria por medio del análisis de señales de vibración. Entre las técnicas o métodos más aplicados para analizar las señales de vibración están:

- Análisis en dominio de tiempo.
- Análisis en dominio de frecuencia.
- Análisis de fase y órbita.
- Análisis en dominio modal.
- Diagrama de Bodé.
- Diagrama de Nyquist.
- Diagrama de Campbell.
- Análisis de tendencia.

2.1. ANÁLISIS EN DOMINIO DE FRECUENCIA

El análisis en dominio de frecuencia es la descomposición de una señal compleja en sus componentes armónicas a diferentes frecuencias.

Estas mediciones se realizan por medio de un instrumento llamado analizador de vibraciones, que descompone la señal global captada por el sensor de vibraciones en las componentes anteriormente mencionadas. Los resultados son visualizados en los analizadores digitales de vibraciones en un gráfico de amplitud vs frecuencia, llamado espectro vibratorio (figura 11).

Figura 11. Análisis con dominio de frecuencia

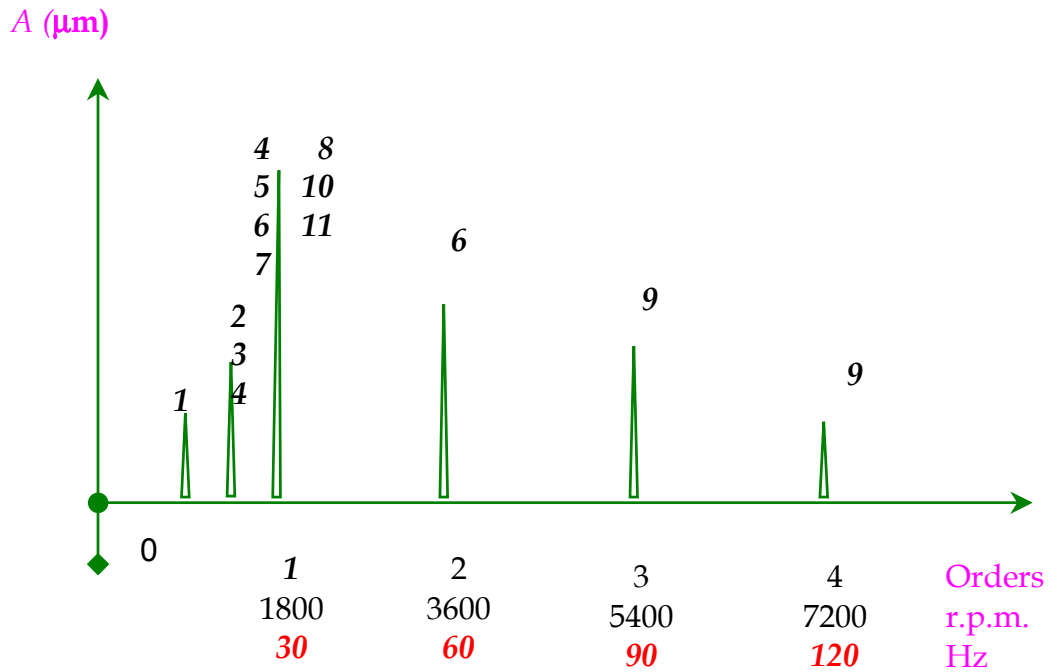


La interpretación del espectro vibratorio se basa en la influencia de vibración de elementos de máquinas, tales como rodamientos, engranajes, rotores, álabes y en general partes de maquinaria rotativa o reciprocante. En el espectro vibratorio de un conjunto es posible establecer la influencia de los componentes sobre la vibración total, identificando la frecuencia correspondiente a cada componente y la amplitud respectiva en el espectro. Con la interpretación del espectro se pueden diagnosticar los problemas más comunes que causan vibración en maquinaria rotativa convencional tales como:

- Desbalanceo.
- Desalineamiento.
- Resonancia.
- Soltura mecánica.
- Latigazo.
- Rozamiento.
- Rodamientos defectuosos.
- Engranajes defectuosos.

En la figura 12 se muestra un espectro donde se indican los picos correspondientes a problemas más comunes en maquinaria rotativa.

Figura 12. Espectro vibratorio.



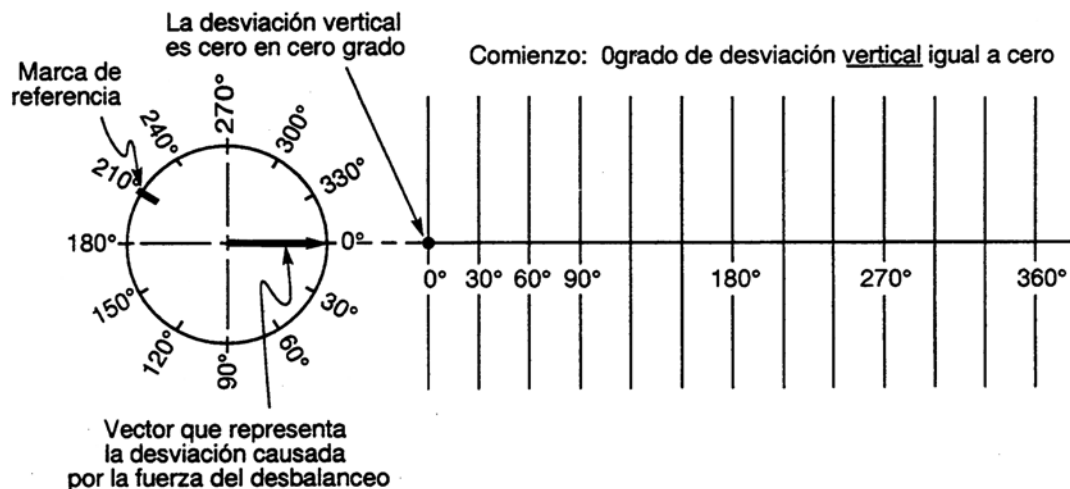
1. Vibración inducida por tubería.
2. Latigazo.
3. Rozamiento.
4. Resonancia.
5. Desbalanceo.
6. Desalineamiento.
7. Eje doblado.
8. Soltura mecánica.
9. Armónicos.
10. Problemas con poleas excéntricas y desalineadas.
11. Problemas eléctricos en motores.

2.2. REPRESENTACIÓN DE LA ONDA SINUSOIDAL DE LA VIBRACIÓN PARA ANALIZAR FASE.

Para el análisis de vibración el ángulo de fase sirve como un indicador del modo de vibrar de una máquina. Todas las máquinas vibran de una manera específica dependiendo de su condición de funcionamiento y todas las vibraciones tienen fase.

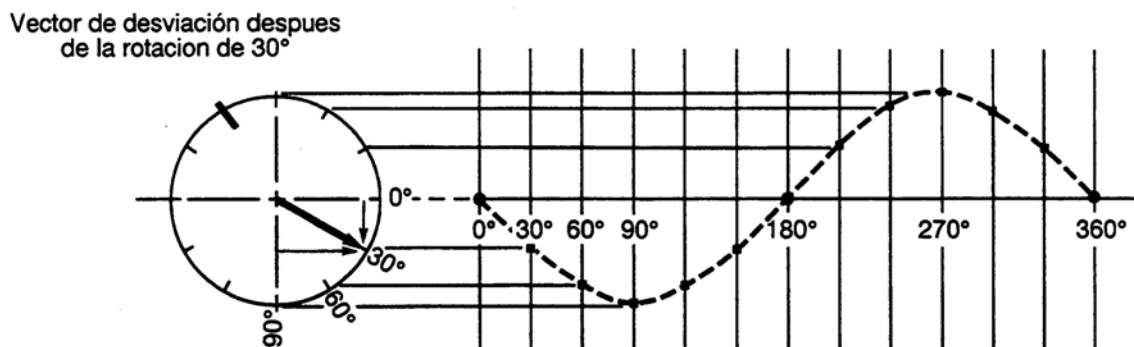
Se debe tener en cuenta la dirección de medición de la fase para obtener mayor certeza en la adquisición de datos. Por ejemplo, en un círculo, se toma que las posiciones de 0° y 360° están situadas en la posición de reloj de las 3:00 en punto (ver figura 13) y el aumento de los grados es en sentido horario, luego se hace un corte del círculo en el punto 0° ó 360° y este corte se extiende sobre una línea haciendo divisiones cada 30° .

Figura 13. Círculo de grados cortado y extendido en una línea.



El vector de la figura representa una desviación constante debido a la fuerza centrífuga resultado de la anomalía (para este caso, desbalanceo). En la posición del vector 0° el valor de la componente vertical de la fuerza es cero, a medida que se aumenta la rotación en 30° , la componente vertical va en aumento hasta 90° y después decrece a 180° , siguiendo este proceso se observa que se forma una onda llamada ONDA SINUSOIDAL (ver figura 14). Estas ondas se pueden obtener en un osciloscopio o en la mayoría de los instrumentos de vibración capaces de presentar la amplitud de vibración vs. el tiempo. Este caso es para una onda pura, cuando se incluyen otras frecuencias, la onda obtiene una distorsión y se denomina una onda de tiempo.

Figura 14. Desviación vertical por cada 30° de rotación.

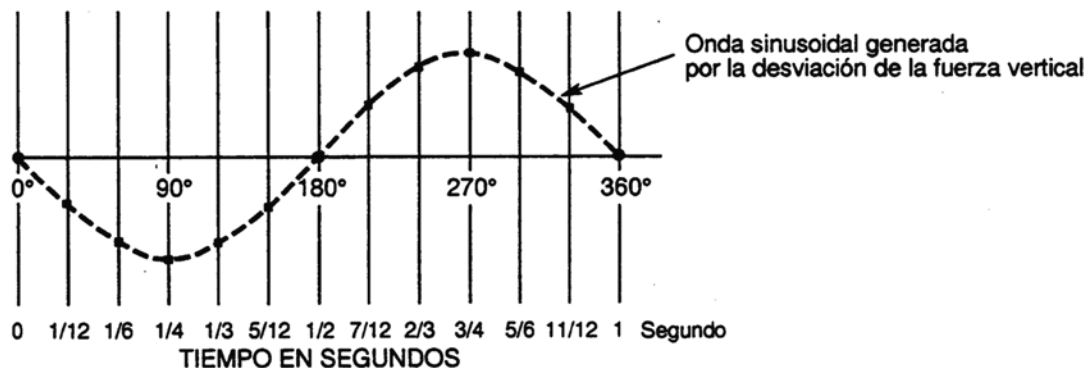


En general, en el campo de las vibraciones se reconoce la amplitud de la vibración, pero no se reconoce que las vibraciones tienen fase. La medición de la fase se realiza comúnmente comparando el ángulo de un punto del círculo con otro punto. Cuando se utiliza el instrumento tipo luz estroboscópica, la posición angular para la marca de referencia es arbitraria.

Para que la medición de fase adquiriera significado se debe comparar la posición de la marca de referencia cuando se traslada la toma de una posición a otra. Para instrumentos digitales, la fase se mide como el ángulo entre el “punto alto” de la vibración y la posición de la marca de fase correspondiente a la luz aplicada.

La medición de fase se puede obtener también en unidades de tiempo, por ejemplo, la fuerza rota una vez por segundo o 60 veces por minuto, el tiempo 0 comienza en 0° y el tiempo de un segundo se completa en 360° (véase figura 15).

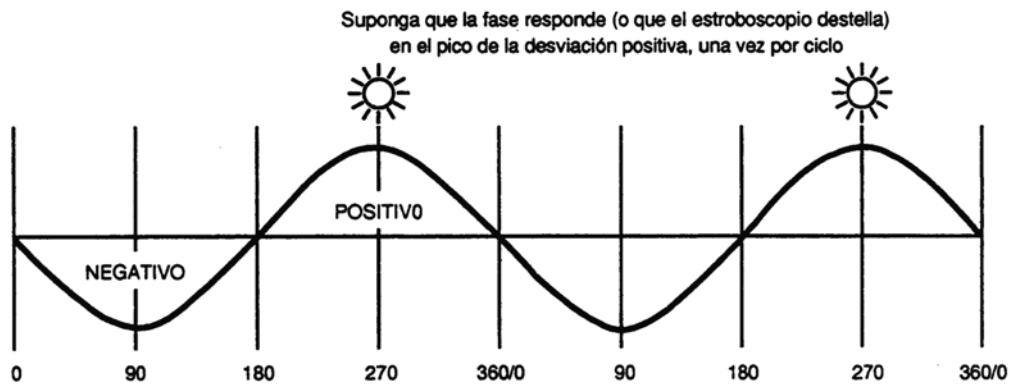
Figura 15. Tiempo transcurrido al rotar el vector de desviación de la fuerza en sentido horario a un ciclo por segundo.



Con la medición de fase por medio de un instrumento de tipo luz estroboscópica, donde, la lámpara emite el destello de la luz una vez por revolución (el destello de la luz dura alrededor de una diez milésima de segundo (ver figura 16). Se observa en la figura que la vibración vertical alcanza una cantidad máxima negativa después de rotar el vector 90° o $1/4$ de segundo y alcanza un máximo positivo cuando rota 270° o $3/4$ segundo.

La sincronización real varía con el instrumento que se utilice.

Figura 16. Onda sinusoidal con respuesta de fase, una vez por ciclo.



De la figura 17 el destello de la luz está fuera durante todo el tiempo después de comenzar cualquier ciclo hasta que transcurra $\frac{3}{4}$ de segundo; con la luz estroboscópica destellando una vez por revolución el rotor aparecerá como si no estuviese rotando. Al destellar la luz en este caso después de pasar $\frac{3}{4}$ de ciclo (270°), entonces la marca de referencia se ve detenida en una posición de reloj de 7:00 en punto.

Figura 17. Rotor visto cuando la luz destella una vez por revolución.



2.3. COMPARACIÓN DE LA FASE Y MODO DE VIBRAR DE DOS PUNTOS EN LA MISMA DIRECCIÓN

Para el análisis de fase se debe comparar la vibración de un punto con respecto a otro punto de vibración de la máquina. Si el origen de la vibración es un desbalanceo puramente estático, la vibración generada en cada extremo tendrá la misma fase. En la figura 18, se observa que la medida obtenida en el extremo izquierdo de un rotor está en la fase de 7:00 en punto. Si la toma se realiza en el extremo derecho del rotor, la forma de onda de vibración generada por el desbalanceo puramente estático seguirá la misma sincronización que la primera forma de onda (la respuesta de fase se producirá después que el rotor gire 270°). Por consiguiente, la marca de fase estaría indicada exactamente en la misma posición. Si el origen es un desbalanceo par, la vibración será igual en magnitud pero fuera de fase 180° una respecto a la otra. En la figura 19 se observa que la respuesta de fase debida a la vibración del extremo izquierdo con respecto a la respuesta de fase debida al extremo derecho está 180° fuera de fase, una frente a la otra, cuando se produzca el destello de la luz.

Figura 18. Vibraciones del extremo izquierdo y derecho en fase.

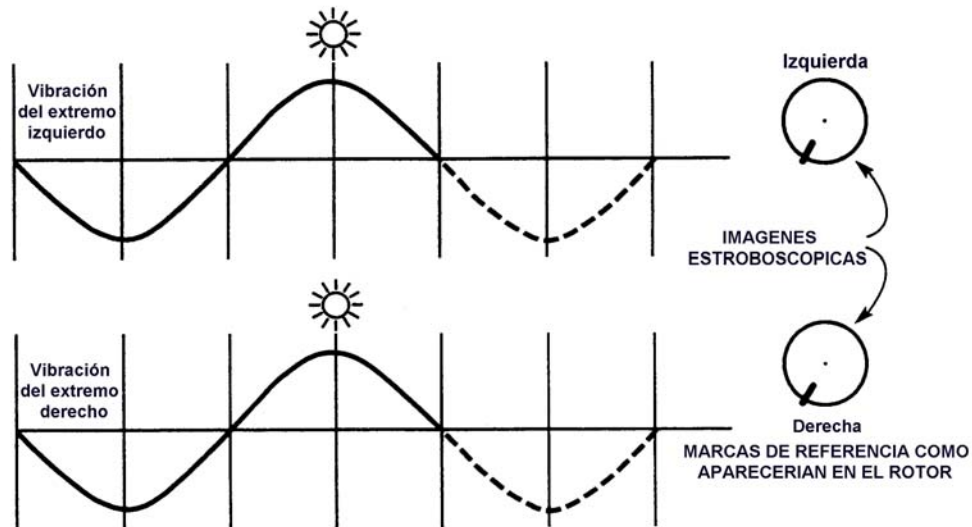
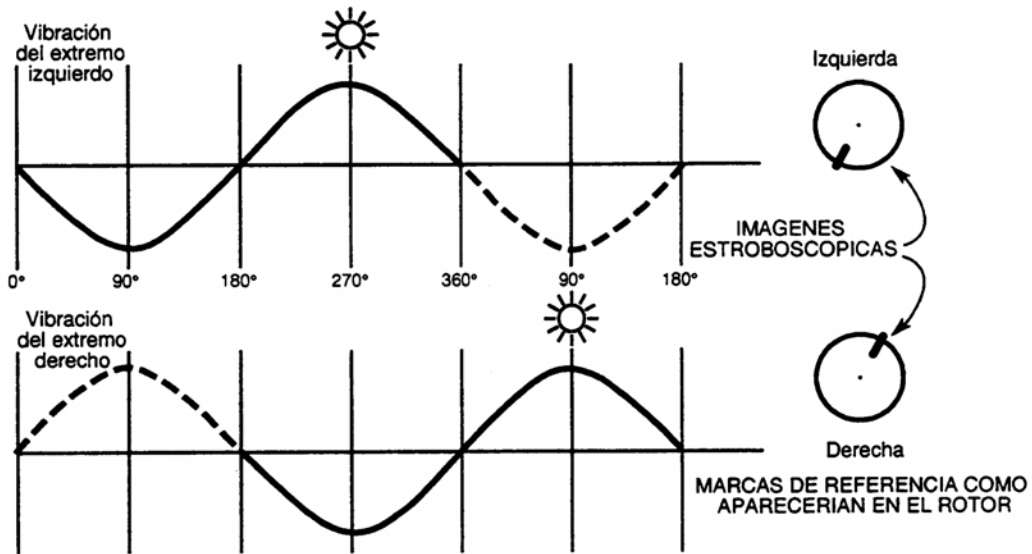
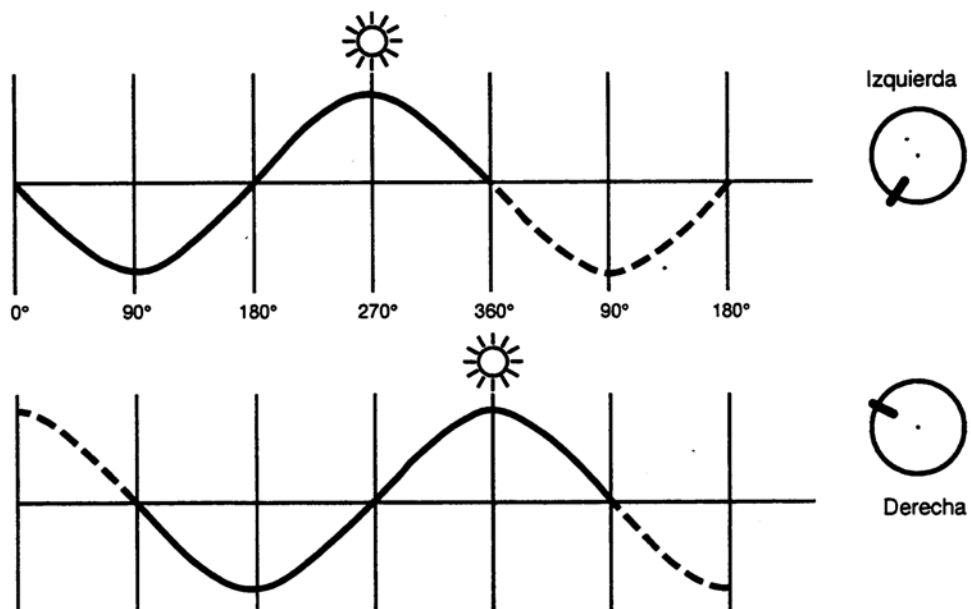


Figura 19. Vibraciones del extremo izquierdo y derecho fuera de fase en 180°



Si el desbalanceo es una combinación de los dos casos anteriores, entonces, las relaciones de fase se encontrarán aproximadamente 90° una respecto de la otra (ver figura 20).

Figura 20. Vibraciones del extremo izquierdo y derecho fuera de fase en 90° entre sí.



2.4. ANÁLISIS DE FASE

El método de análisis de vibración basado en la fase consiste en la observación del cambio de fase entre puntos extremos de la máquina (por ejemplo, en el rotor). Para la obtención y registro de las mediciones de fase, se utilizará el método que trabaja con el instrumento de tipo luz estroboscópica, el cual por sintonización emite un destello por cada vuelta del rotor, lo que a la vez produce una ilusión óptica que permite observar “detenida” una marca de referencia. Este método funciona más fácilmente en máquinas donde la velocidad se puede cambiar lentamente. También funciona en máquinas de velocidad constante en las que se observa la fase de vibración en la máquina cuando acelera desde la puesta en marcha hasta la velocidad de funcionamiento. En la mayoría de las situaciones, es más fácil observar los cambios de fase durante la desaceleración desde la velocidad de funcionamiento hasta cuando se apaga la máquina.

2.4.1. Observación, medición, e interpretación de la fase. La medición de fase tiene una gran utilidad en el diagnóstico de maquinarias y estructuras, por lo que contribuye a esclarecer cuál es realmente el origen del problema detectado.

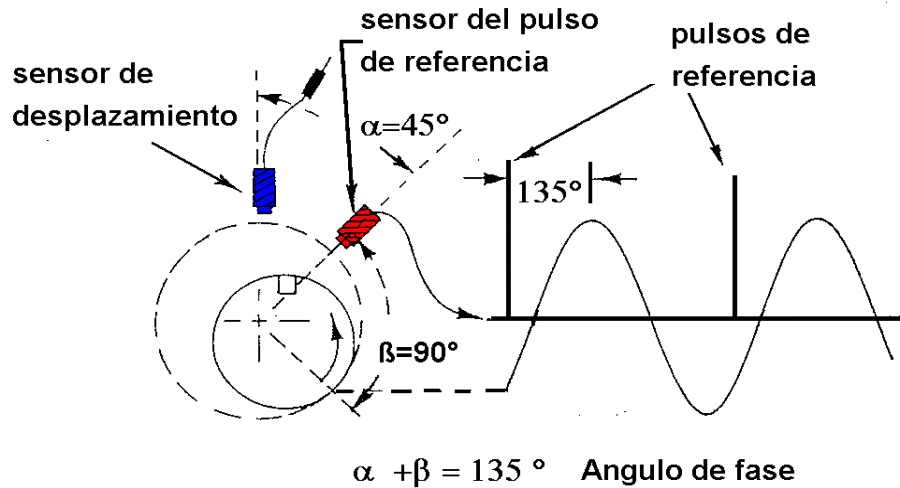
Existe un gran número de problemas comunes en maquinaria rotativa que generan vibraciones al 1x rpm. Dentro de este marco se consideran:

- * Desbalanceo.
- * Desalineamiento.
- * Resonancia.
- * Soltura mecánica.
- * Rotor excéntrico.
- * Eje doblado.

- * Problemas con poleas excéntricas y desalineadas.
- * Problemas eléctricos en motores.

Debido a estas circunstancias es difícil determinar en primera instancia de cual problema se trata. La medición de fase no tiene una terminología estandarizada, sin embargo se encuentra entre las alternativas más viables a la hora de discriminar los problemas. Se define la diferencia de fase entre dos vibraciones de igual frecuencia como la diferencia en tiempo o en grados o en fracciones de revolución con que ellas llegan a sus valores máximos, mínimos o ceros, véase figura 21.

Figura 21. Angulo de fase.

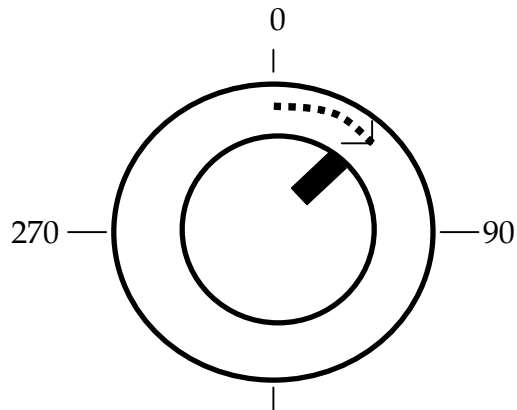


En esta figura se aprecia el ángulo de fase medido con un sensor de desplazamiento sin contacto y un pulso de referencia. El ángulo de fase es el ángulo medido en el registro de la vibración en el tiempo, desde el punto que la marca de referencia pasa por el frente del sensor medidor de fase hasta el pico de mayor amplitud de la señal de vibración. Sin importar el sentido de rotación del eje, el analizador mide el ángulo de fase en contra de la dirección de rotación. Para medir fase con luz estroboscópica se usan comúnmente dos formas sencillas. La primera, usa una marca de referencia

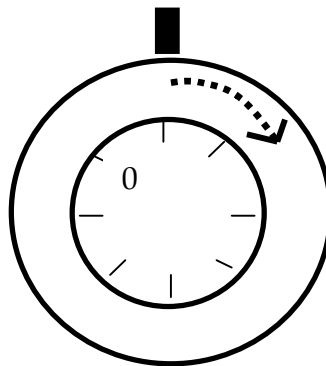
sobre el eje rotatorio, ver Fig.22 a, mientras que la segunda utiliza el sistema angular de referencia sobre el eje, ver Fig. 22 b.

Figura 22. Medición de fase con luz estroboscópica.

a. (referencia angular estacionaria)



b. (referencia angular rotatoria)



2.5. CARACTERÍSTICAS DE DIFERENTES FALLAS EN MAQUINARIA ROTATIVA

A continuación se presentan los problemas más comunes en maquinaria rotativa analizados en el dominio de fase.

2.5.1. Desbalanceo. Constituye una de las fuentes más comunes de los problemas de vibraciones en maquinarias, siendo la causa principal en aproximadamente el 40% de los casos de vibraciones excesivas.

En la medición de la fase de vibración se debe considerar la dirección en la cual se obtienen los datos, recordando que la rigidez de la máquina difiere en sus tres direcciones. Tomando un caso práctico, la dirección menos rígida de una máquina es en la componente horizontal. Normalmente la relación es de 2 ó 3 veces mayor, la componente horizontal que la vertical, exceptuando cuando hay una relación de 6:1 veces mayor, lo que significa que se presentan otros problemas además de éste (por ejemplo, resonancias).

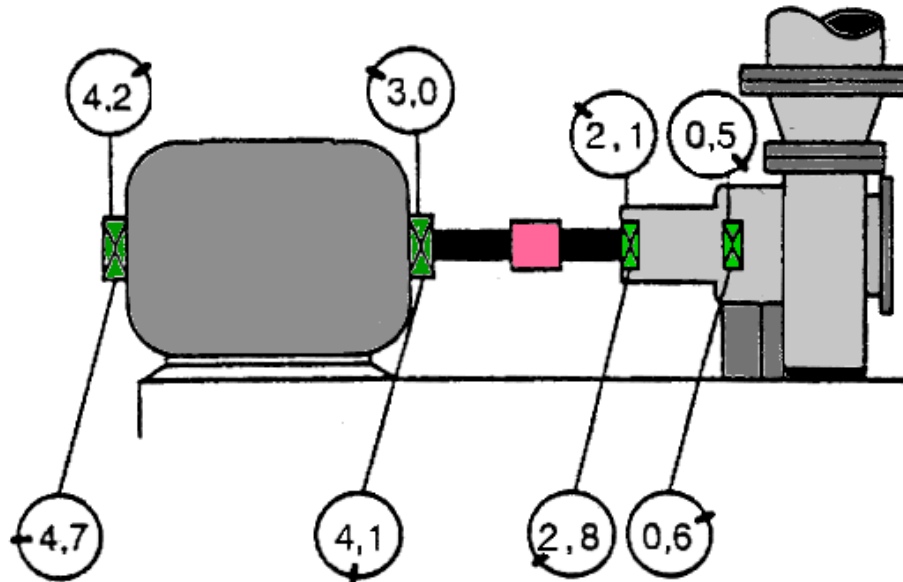
Si los modos de vibración horizontal y vertical son similares, la fase revela desbalanceo. Si las mediciones verticales en los cojinetes izquierdo y derecho, están 180° fuera de fase, las mediciones horizontales izquierda y derecha, deberán estar aproximadamente 180° fuera de fase entre sí.

Las relaciones de fase para un desbalanceo, deberán estar dentro de 30° en fase o a 180° fuera de fase; o cualquier otra relación de fase 45°,60°,92°,etc, se repetirá aproximadamente en la otra dirección.

Las relaciones de fase más típicas para un desalineamiento puro, son a 0° en fase o a 180° fuera de fase, de no ser así será una situación especial de desbalanceo.

Se podría diagnosticar desbalanceo cuando las relaciones de amplitud del modo vertical y horizontal sean similares o hasta máximo 2 veces mayor, la horizontal de la vertical, ver figura 23.

Figura 23. Modos de agitación por desbalanceo.



2.5.2. Desalineamiento de acoples / ejes. El desalineamiento constituye la razón de aproximadamente el 50% de los problemas de vibraciones que se presentan en la industria. El desalineamiento es una condición en la que se presentan dos ejes, el de la máquina conductora y el de la máquina conducida, los cuales no están sobre la misma línea de centros. Hay tres formas de desalineamiento:

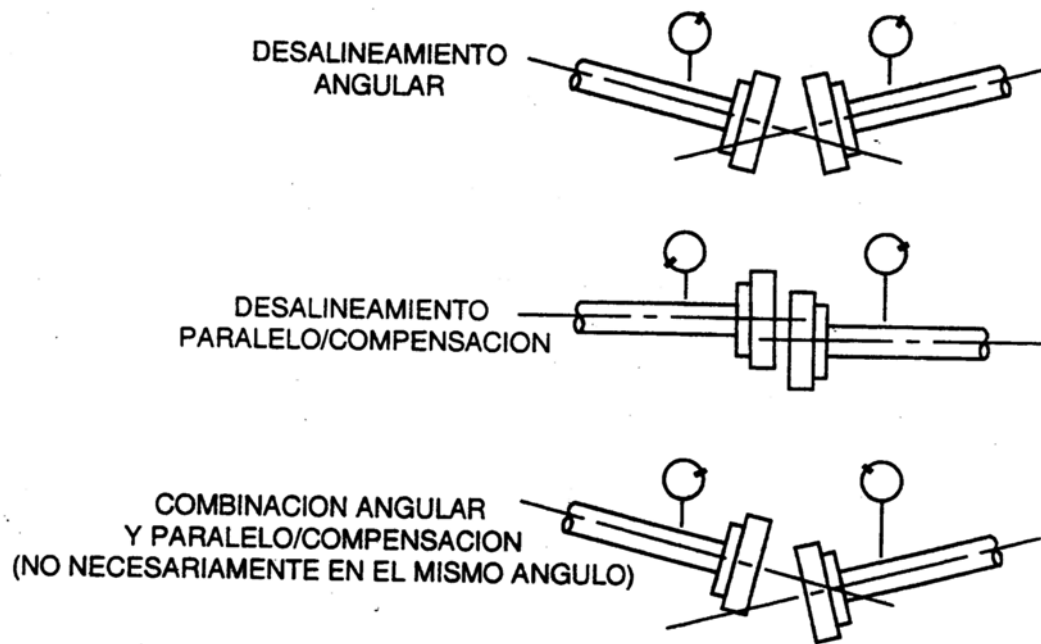
- Desalineamiento paralelo.
- Desalineamiento angular.
- Desalineamiento mixto.

El desalineamiento paralelo consiste en que los ejes geométricos son perpendiculares entre sí siempre y en todo momento. El desalineamiento angular es cuando los ejes se encuentran a un ángulo el uno del otro, cruzando sus ejes geométricos. El desalineamiento mixto ocurre cuando las

dos situaciones anteriores se presentan simultáneamente. En la realidad la condición más común es una combinación de ambos desalineamientos, véase figura 24.

Las fuerzas de eje/acople debidas al desalineamiento casi nunca son las mismas en ambas direcciones. Por ejemplo, puede haber un gran desalineamiento en una dirección y un alineamiento relativamente bueno en la otra dirección. O puede, haber un desalineamiento principalmente angular en una dirección y un desalineamiento principalmente paralelo en la otra dirección. Si el desalineamiento provoca fuerzas relativamente iguales en todas las direcciones, se debe a una coincidencia poco común.

Figura 24. Formas de desalineamiento.



Si la amplitud en la dirección vertical es mayor que la amplitud en la dirección horizontal y el origen no es el desbalanceo, lo más probable es que se deba a la amplificación de la resonancia o al desalineamiento de eje / acople.

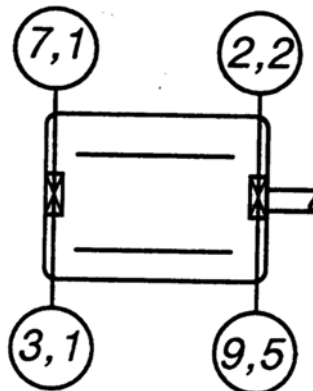
Para el desalineamiento, no hay ninguna relación entre la manera en que vibra un rotor verticalmente en comparación con la manera en que vibra horizontalmente.

El mismo eje puede estar en la dirección vertical en desalineamiento angular y estar en la dirección horizontal en desalineamiento paralelo, o pueden existir desalineamiento angular y paralelo al mismo tiempo (ver figura 24).

No sólo los modos de vibración pueden ser muy diferentes, sino que las amplitudes pueden diferir considerablemente.

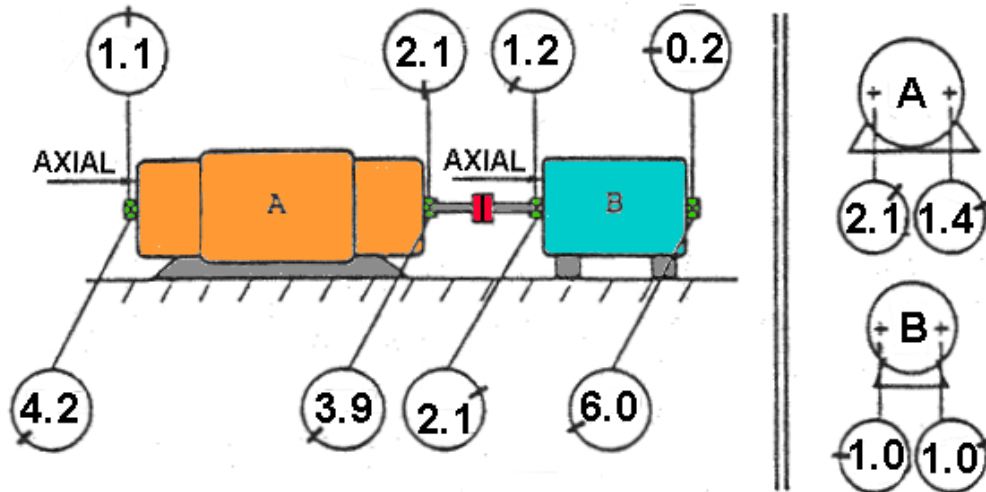
Si se observa la figura 25 los modos de agitación del rotor son muy distintos entre las direcciones verticales y horizontales. Cuando la vibración es “Muy diferente” es un indicador de desalineamiento como origen.

Figura 25. Modos de agitación del rotor.



Cuando las amplitudes horizontales son más de dos veces más grandes que las amplitudes verticales, el origen puede estar en el desalineamiento, ver figura 26.

Figura 26. Modos de agitación por desalineamiento.



Sin embargo cuando las amplitudes son mucho mayores en una dirección comparada con la otra, no se debe concluir apresuradamente que el origen es el desalineamiento. Por lo tanto, se debe determinar si existen otras razones por las que se presenten amplitudes más grandes en una sola dirección:

- Resonancia en una dirección, pero no en la otra.
- Vibración debida a un engranaje excéntrico o un engranaje que funcione excéntricamente
- La estructura de la máquina es muy rígida en una dirección y muy flexible en la otra dirección.

2.5.3. Relaciones de fase del acople. La comparación de las amplitudes y modo de vibración vertical con las amplitudes y modo de vibración horizontal, proporciona información valiosa para determinar si los ejes están o no

desalineados. Este no es el único método utilizado para analizar fase, existe otra forma que se considera más ventajosa. Funciona examinando cómo la mitad del acople vibra con respecto a la otra mitad.

Observando las mediciones de fase de los extremos del acople izquierdo y el acople derecho (figura 26), esto se refiere al cojinete interno de la máquina izquierda y al cojinete interno de la máquina derecha; por ejemplo, si la fase medida en el cojinete izquierdo está aproximadamente a las 7:00 en punto y la fase del derecho está aproximadamente a las 2:00 en punto, demuestra que cuando un lado de la máquina en dirección horizontal vibra en un sentido, el otro lado vibra en sentido opuesto. Este movimiento de cada lado del acople podría ser una coincidencia mediante la cual el desbalanceo de una máquina ocurre opuesto al desbalanceo de otra máquina. Pero es más probable que sea desalineamiento.

En la dirección vertical se observa que las fases están aproximadamente distanciadas 30° , esto es suficiente para considerarlas en fase. Este caso es típico de un desalineamiento angular. En la mayoría de los casos, el desalineamiento se muestra principalmente en una dirección y no en la otra. Otra posibilidad es que las fuerzas producidas por el desalineamiento angular se sumen con las fuerzas producidas por el desalineamiento paralelo o compensado, luego las resultantes pueden no estar en 0° o 180° fuera de fase. Por esta razón, se deben comparar las relaciones de fase del acople. Si la fase está a 0° ó 180° los síntomas son muy fuertes.

2.6. SOLTURA MECÁNICA.

Las diferentes formas de manifestación de las solturas mecánicas, tienen lugar como el resultado del deterioro de la condición de ensamblaje de los elementos mecánicos que han excedido las tolerancias de holgura o sencillamente se han aflojado debido a la dinámica de la operación de la máquina. La diferencia con el desalineamiento, es que las vibraciones son generalmente radiales. Dentro de la soltura mecánica se contemplan los siguientes casos:

- Pernos de sujeción de la máquina a la base sueltos
- Juego radial excesivo en los descansos hidrodinámicos o rodamientos
- Grieta en la estructura de la máquina o en el pedestal que soporta el descanso
- Rotor suelto en el eje o con insuficiente ajuste por interferencia
- Otros componentes de la máquina sueltos
- Insuficiente apriete en la camisa del descanso

Una técnica adecuada para confirmar solturas mecánicas es medir amplitud y fase de las vibraciones en varios puntos de la máquina, soporte y fundaciones. Las medidas serán más altas o tendrán cambios de valor bruscos en la dirección y vecindad de la soltura.

Figura 27. Patas sueltas en maquinaria.



Sugerencia: Medir fase y amplitud en varios puntos de la máquina (en las mediciones se observarán cambios bruscos cuando se está cerca de la soldadura).

3. DISEÑO DEL BANCO DE EXPERIMENTACIÓN

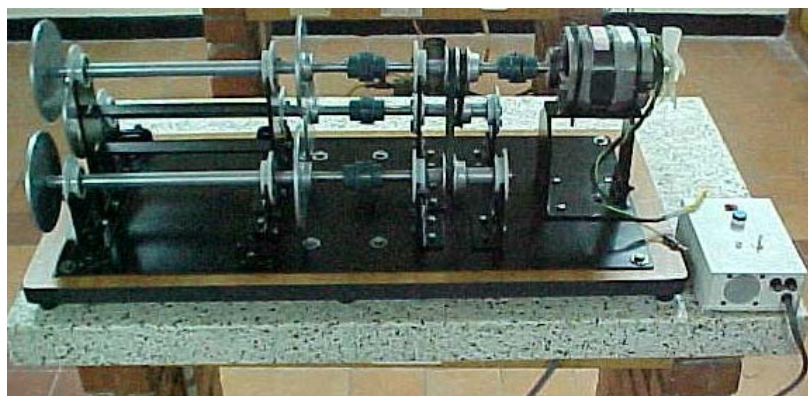
El diseño para las prácticas se realizó, para que contribuyan a facilitar la interpretación de las señales de vibración, a precisar la identificación de las fallas y a entender el comportamiento vibratorio de sistemas mecánicos complejos. Se pretende que los estudiantes observen el comportamiento de la fase de vibración, bajo la acción de las fallas más comunes que la producen, como son desbalanceo, desalineamiento, resonancia, soltura mecánica, en uno o varios elementos del prototipo experimental.

3.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

El banco de experimentación está constituido por dos sistemas: el sistema mecánico (prototipo de máquina rotativa) y el sistema de medición.

La figura 28 muestra el prototipo construido para la experimentación.

Figura 28. Prototipo.



El sistema mecánico consta de un motor de velocidad variable acoplado a un eje central, sobre el cual se monta una polea doble que imparte movimiento

a otros dos ejes paralelos mediante transmisión por correas. Cada uno de los ejes soporta dos discos acondicionados para colocar masas de excitación, con el fin de inducir desbalanceo. Los tres ejes están soportados por rodamientos de bolas (FAG 6004-C3) sobre porta-rodamientos desmontables y apoyos que permiten el desplazamiento, diseñados para facilitar la inducción de anomalías por desalineamiento y soltura mecánica.

Sistema de medición: los parámetros de interés en la medición son velocidad de rotación, frecuencias, amplitud de vibración y fase de vibración.

Para las mediciones referidas se utilizaron los siguientes elementos:

1. Analizador de vibraciones
2. Foto tacómetro
3. Acelerómetro
4. Lámpara estroboscópica

Analizador de vibraciones

Especificaciones del hardware:

Dimensiones físicas (figura 29).

Alto 27 cm.

Ancho 17 cm.

Profundidad 4 cm.

Peso 2.5 Kg.

Limites ambientales:

Temperatura – 10° a 50°C.

Humedad relativa 0 a 95 % sin condensado.

Suministro de poder:

Batería: recargable, 7.2 V

Capacidad: 1.2 amp-hora

Tiempo de recarga: 14 a 16 horas

Tiempo de operación: diez horas de uso normal de ruta con carga total.

Tamaño de la pantalla: 6.35 cm. X 12 cm.

Figura 29. Analizador CSI.



Foto tacómetro.

Foto tacómetro infrarrojo Modelo 404. (figura 30)

Suministro de voltaje 12V DC.

Suministro de corriente: menos de 25 mA

Accesorios:

Base magnética modelo 904.

Cinta reflectiva modelo 403.

Extensión de poder modelo 404-C 10.

Figura 30. Foto tacómetro infrarrojo CSI.



Acelerómetro.

Acelerómetro modelo CSI 350 (figura 31)

Sensor piezo-eléctrico

Sensitividad: 0.01

Unidades estandar.

Figura 31. Acelerómetro CSI



3.1.1. Lámpara estroboscópica. Lámpara estroboscópica modelo DT – 2249 (figura 32)

Figura 32. Lámpara Estroboscópica



Tabla 1. Especificaciones de la lámpara estroboscópica.

| | | |
|--------------------------|----------------------|--------------------|
| Flash | Rango RPM/FPM | 10 a 12000 RPM/FPM |
| | Resolución | 0,1 < 1000RPM |
| | | 1 > 1000RPM |
| Fase | rango | 360 grados |
| | Resolución | grados 1 |
| | | 0,1ms-<1000RPM |
| | | 0,01>1000RPM |
| Fuente de alimentación | 110Vac 10%, 50/60 Hz | |
| | 220Vac 10%, 50/60 Hz | |
| | 230Vac 10%, 50/60 Hz | |
| | 240Vac 10%, 50/60 Hz | |
| consumo de potencia | menos de 30 watos | |
| Temperatura de operación | 0 a 50 C | |
| dimensiones H.W.D. | 21*12*12 | |

3.2. DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO

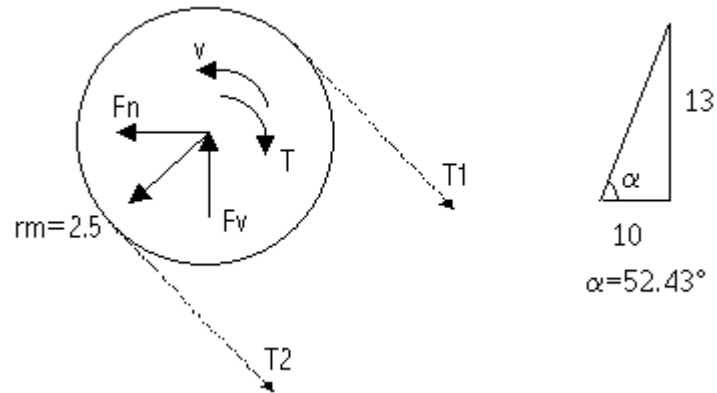
El sistema mecánico fue diseñado para que el montaje permita versatilidad, funcionalidad y maniobrabilidad, cuando se realicen los cambios físicos e inerciales correspondientes a cada experiencia de laboratorio que se quiera llevar a cabo.

Análisis de cargas de las poleas.

Diámetro medio = $d_m = 50 \text{ mm}$.

DCL Polea

Figura 33. Cargas en las poleas.



$$T_1 = 5 T_2$$

$$F_n = (T_1 + T_2) \times \cos \alpha$$

$$F_n = 3.66 T_2$$

$$F_v = 4.76 T_2$$

$$T = 10T_2$$

Fricción en Rodamientos

Tipo radial de bolas FAG 6003

Asumir un diámetro del eje de $d = 1.6 \text{ cm}$

$$d_m = \frac{d_i + d_e}{2} = 3.1$$

Coefficiente de fricción

Estático μ radial = 0.0025

axial = 0.006

Cinético μ radial = 0.001

μ axial = 0.004

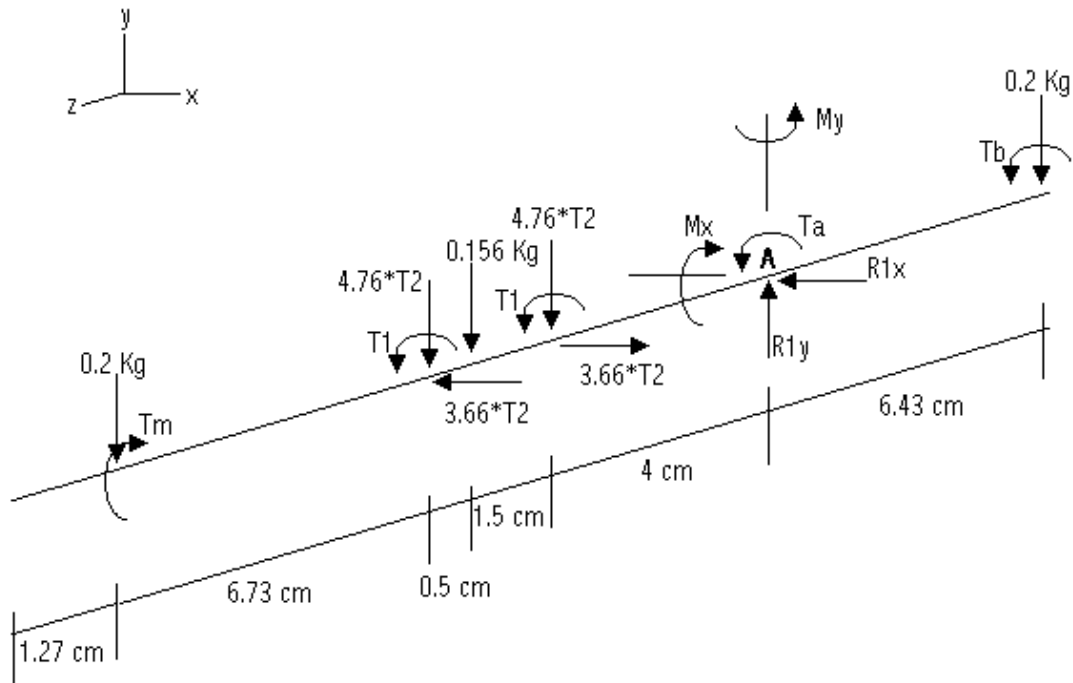
Torque. $T_f = F(d_m/2)\mu$

por tanto $T_f \text{ axial} = 0.0062 F \text{ axial}$

$T_f \text{ radial} = 0.002325 F \text{ axial}$

Análisis de cargas de los ejes

Figura 34. Eje central corto.



$$\sum F_y = 0 \quad 0.556 + 9.52T_2 = R_{1y}$$

$$\sum F_x = 0 \quad R_{1x} = 0$$

$$\sum T = 0 \quad T_m = 20T_2 + 0.02325R_{1y} + T_b$$

$$\sum M_{ax} = 0 \quad M_x = 2.118 + 47.6T_2$$

$$\sum M_{ay} = 0 \quad M_y = 7.32T_2$$

Figura 35. Diagramas Eje central corto

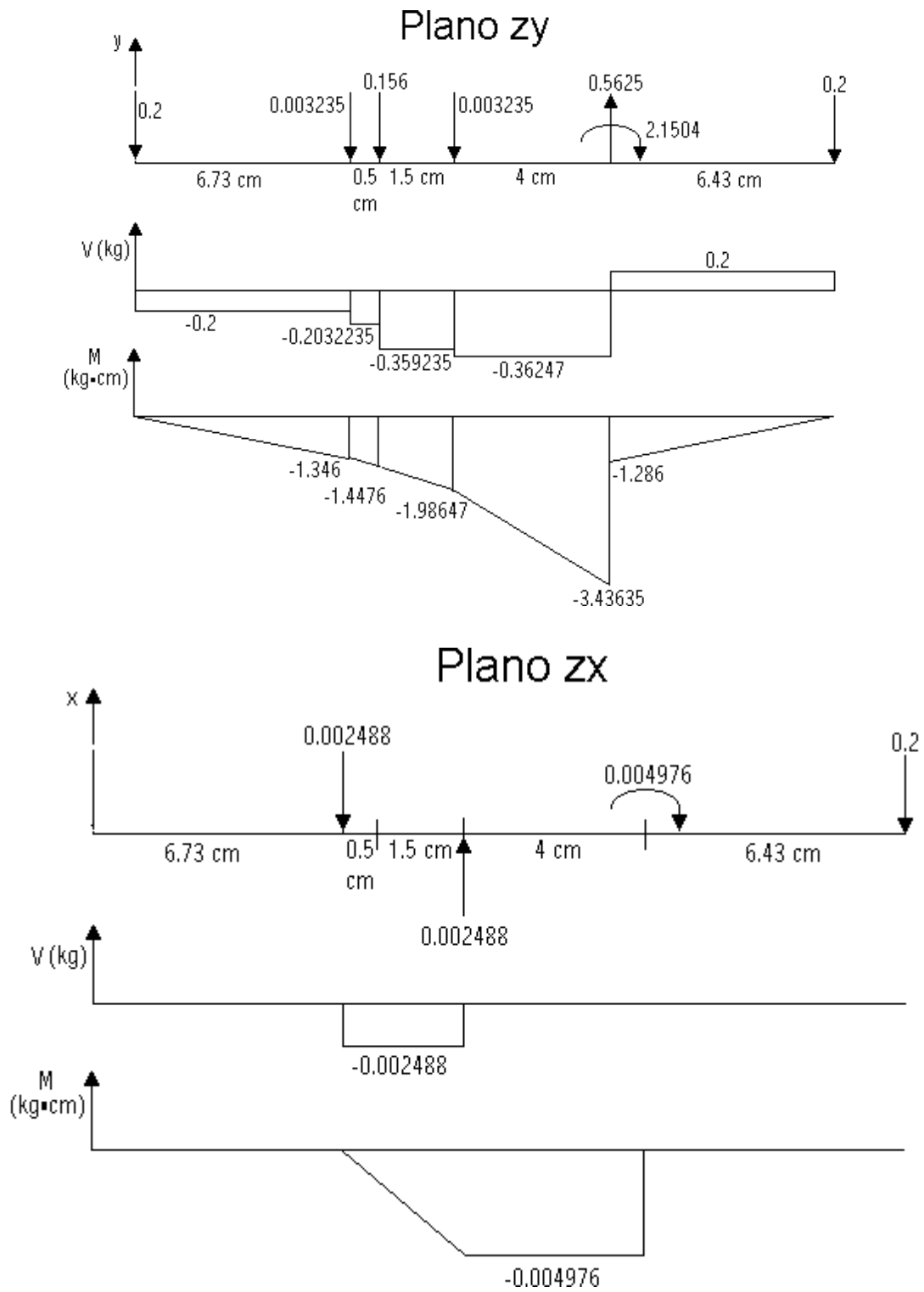


Diagrama de Torsión

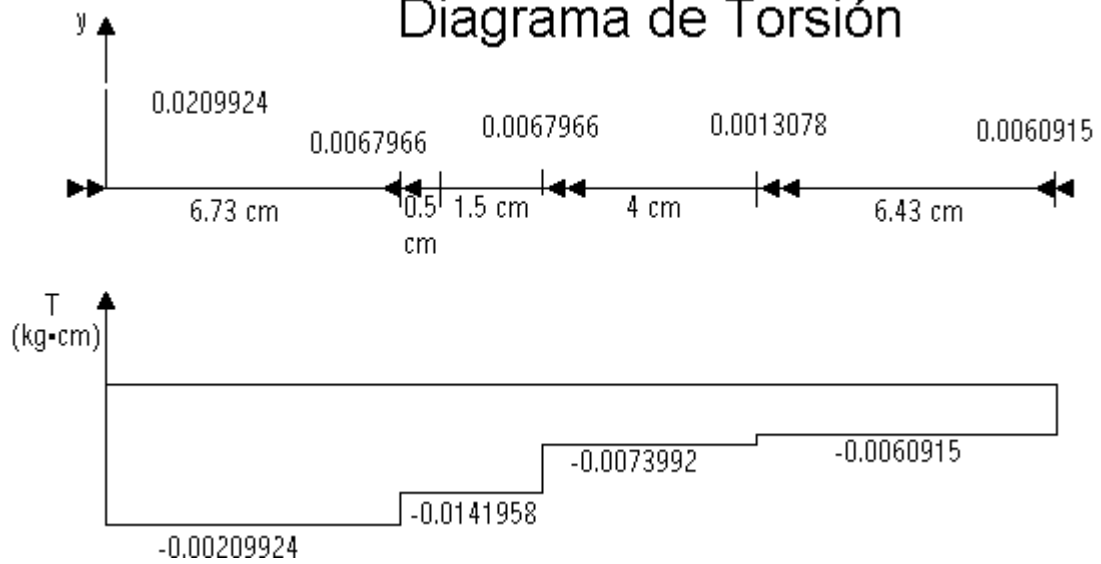
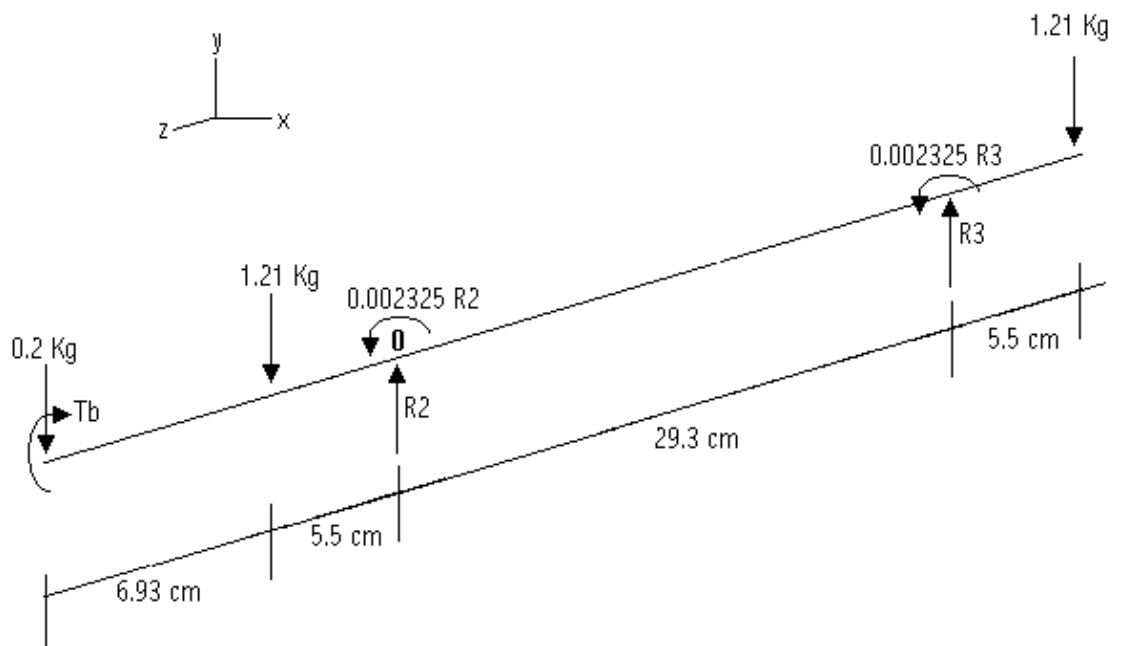


Figura 36. Eje central largo



$$\sum F_y = 0$$

$$R_2 = 1.4948 \text{ Kg}$$

$$\sum T = 0$$

$$T_b = 0.0060915 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

$$\sum M_{ox} = 0$$

$$R_3 = 1.1252 \text{ Kg}$$

Figura 37. Diagramas Eje central largo

Plano zy

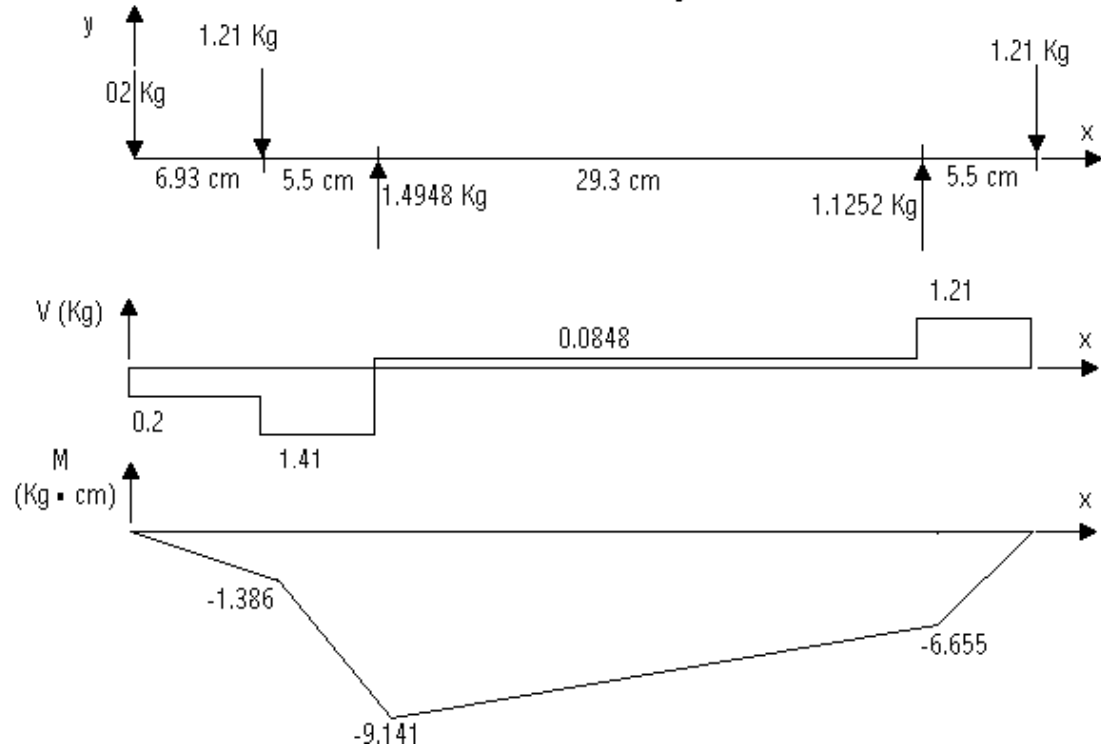
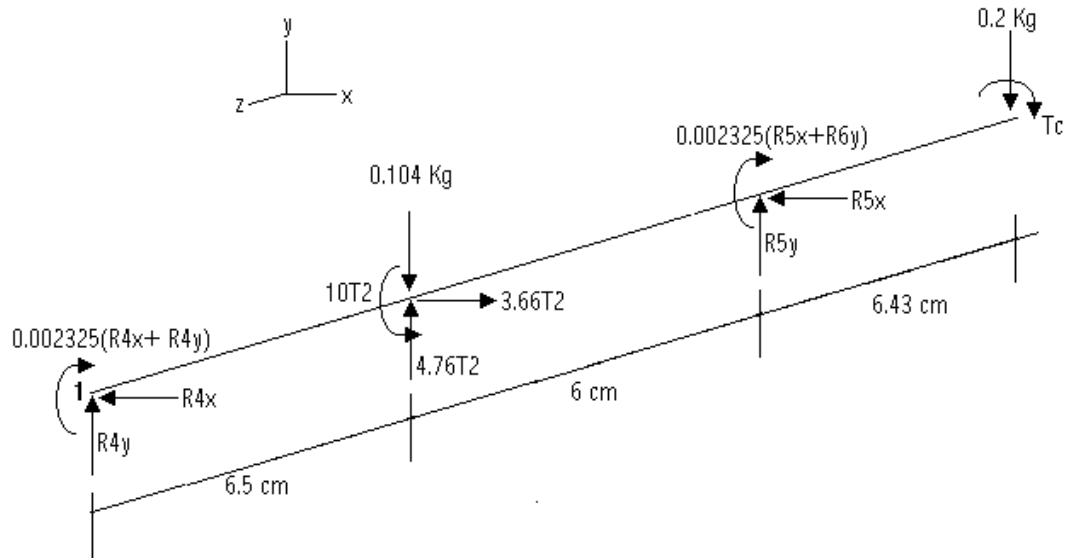


Diagrama de torque

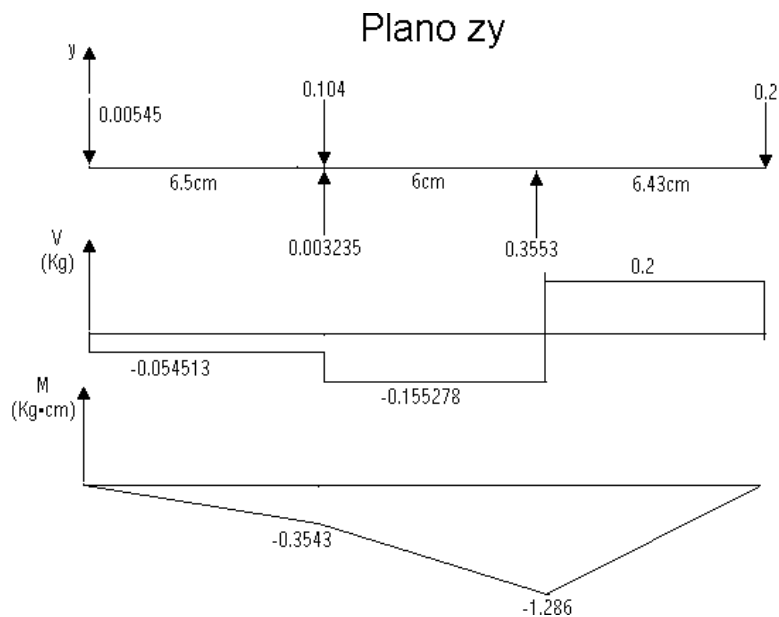


Figura 38. Eje lateral 2 corto



$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 & \quad R_{4y} + R_{5y} = -0.304 - 4.76T_2 \\ \sum F_x = 0 & \quad R_{4x} + R_{5x} = 3.66T_2 \\ \sum T = 0 & \quad 10T_2 = 0.002325(R_{4x} + R_{4y} + R_{5x} + R_{5y}) + T_c \\ \sum M_{1x} = 0 & \quad 30.94T_2 - 4.462 + 12.5R_{5y} = 0 \\ \sum M_{1y} = 0 & \quad 23.79T_2 = 12.5R_{5x} \end{aligned}$$

Figura 39. Diagramas Eje lateral 2 corto



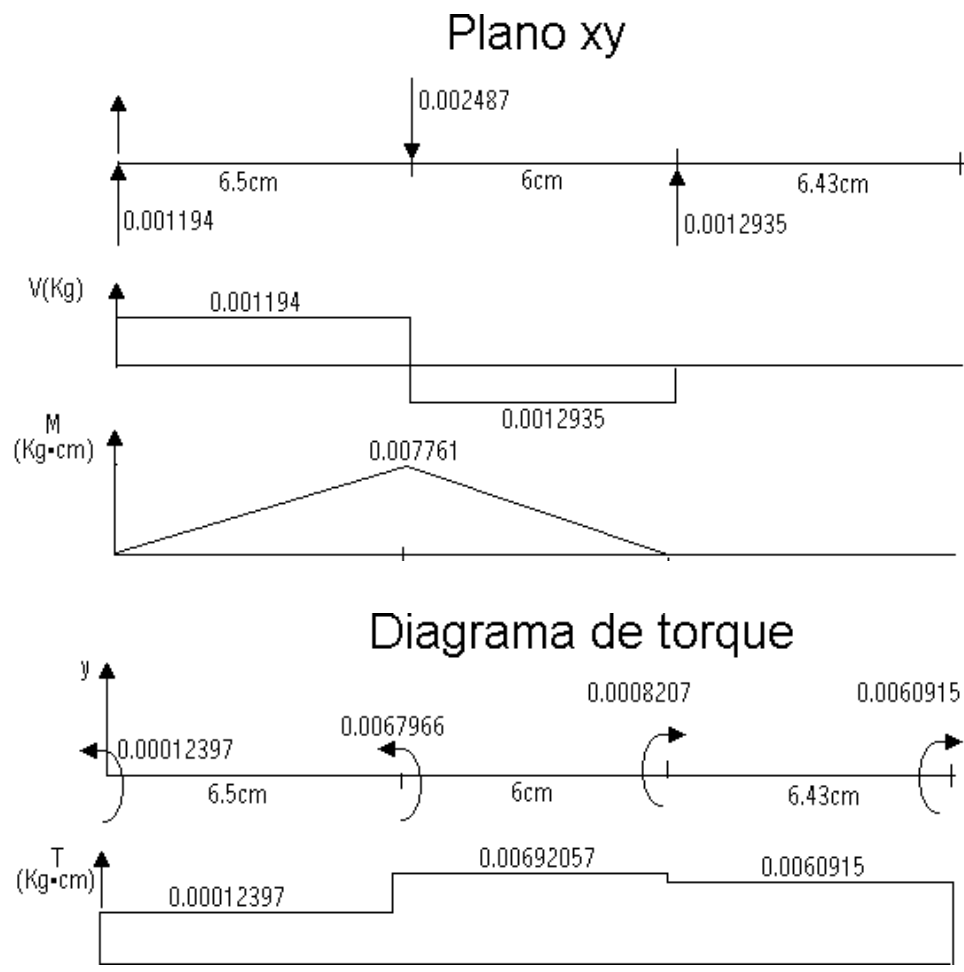
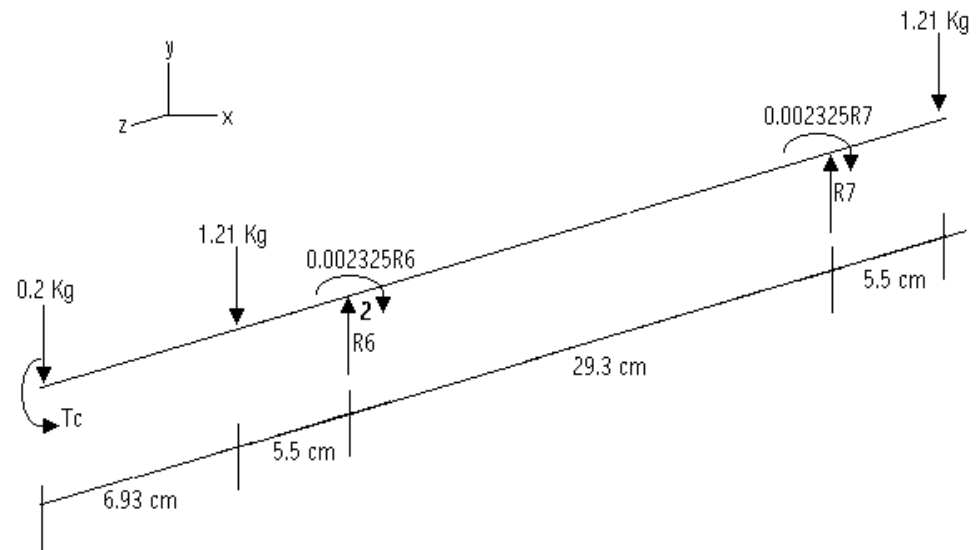


Figura 40. Eje lateral 2 largo



$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 & & R_6 = 1.4948 \text{ Kg} \\ \sum T = 0 & & T_c = 0.0060915 \text{ Kg} \times \text{cm} \\ \sum M_2 = 0 & & R_7 = 1.1252 \text{ kg} \end{aligned}$$

Figura 41. Diagramas Eje lateral 2 largo

Plano zy

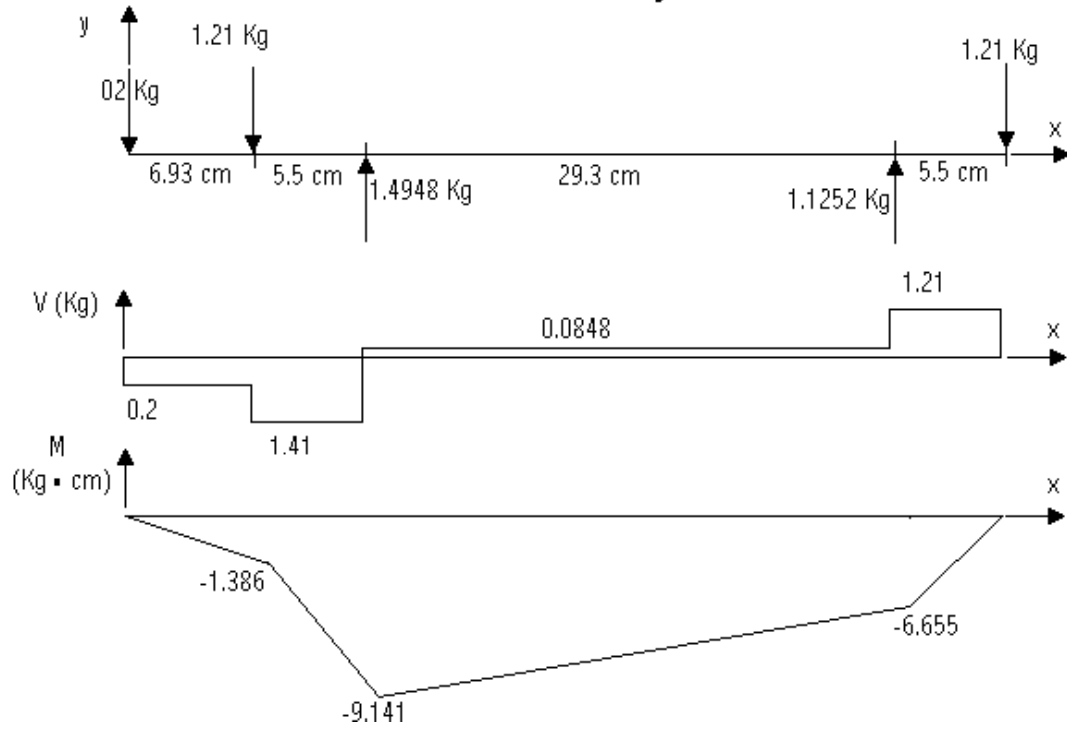
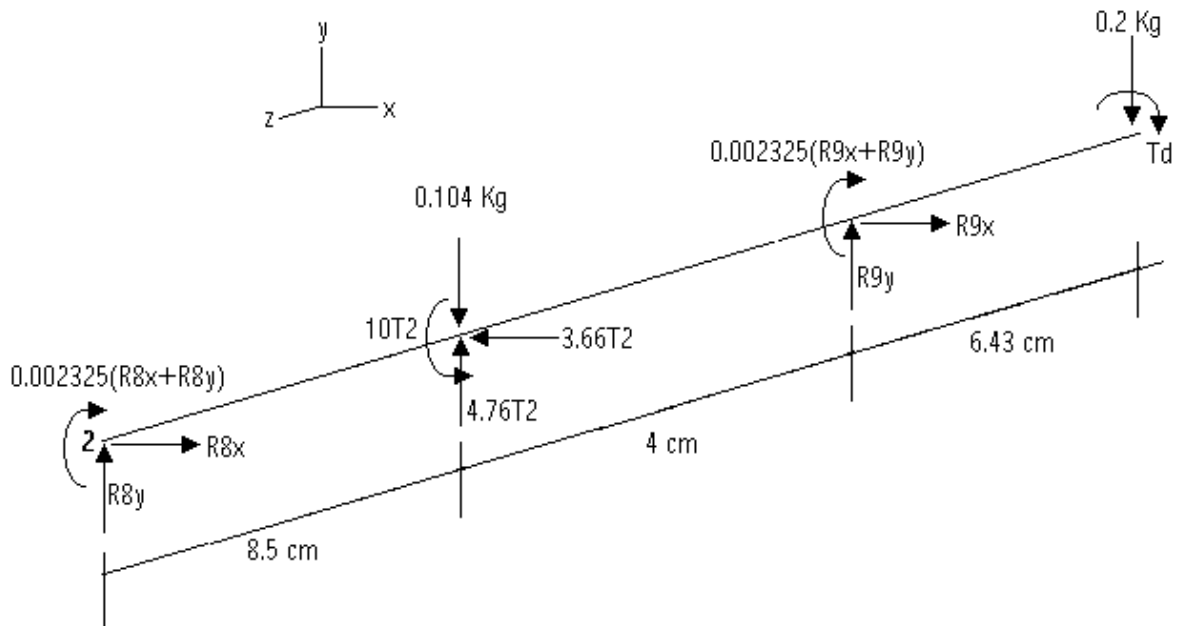


Diagrama de torque



Figura 42. Eje lateral 1 corto



$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 & \quad R_{8y} = -0.07143 \text{ Kg} \\ \sum F_x = 0 & \quad R_{8x} = 0.0014082 \text{ Kg} \\ \sum T = 0 & \quad T_d = 0.0060915 \text{ Kg} \times \text{cm} \\ \sum M_{2x} = 0 & \quad R_{9y} = 0.3697 \text{ Kg} \\ \sum M_{2y} = 0 & \quad R_{9x} = 0.002994 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Figura 43. Diagramas Eje lateral 1 corto

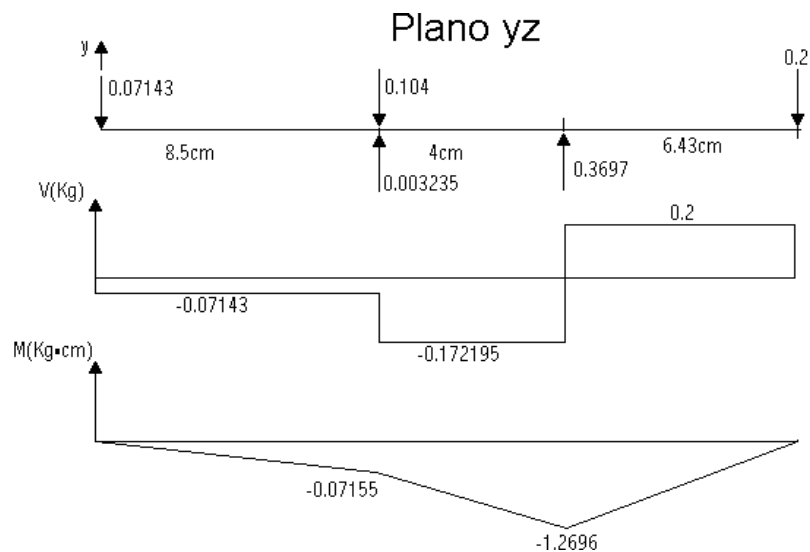


Diagrama de torque

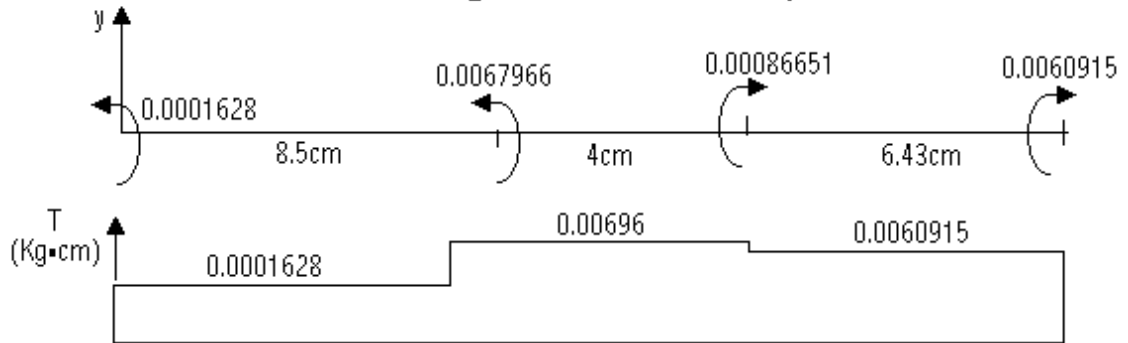
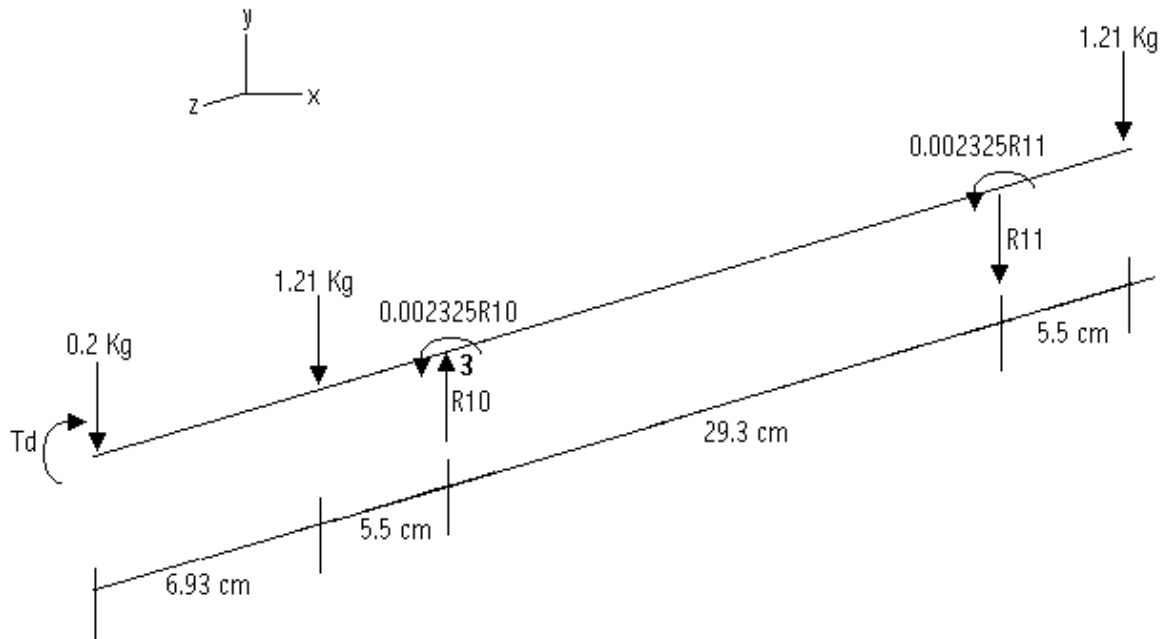


Figura 44. Eje lateral 1 largo



$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 & R_{10} &= 1.4948 \text{ Kg} \\ \Sigma T &= 0 & T_d &= 0.0060915 \text{ Kg} \times \text{cm} \\ \Sigma M_3 &= 0 & R_{11} &= 1.1252 \text{ Kg} \\ T_m &= 0.0209924 \text{ Kg} \times \text{cm} \\ T_2 &= 0.00067966 \text{ Kg} \\ R_{5y} &= .03553 \text{ Kg} \\ R_{5x} &= 0.0012935 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$R_{4y} = 0.054513 \text{ Kg}$$

$$R_{4x} = 0.001194 \text{ Kg}$$

$$R_{1y} = 0.5625 \text{ Kg}$$

$$M_y = 0.004975 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

$$M_x = 2.1504 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

Figura 45. Diagrama Eje lateral 1 largo

Plano zy

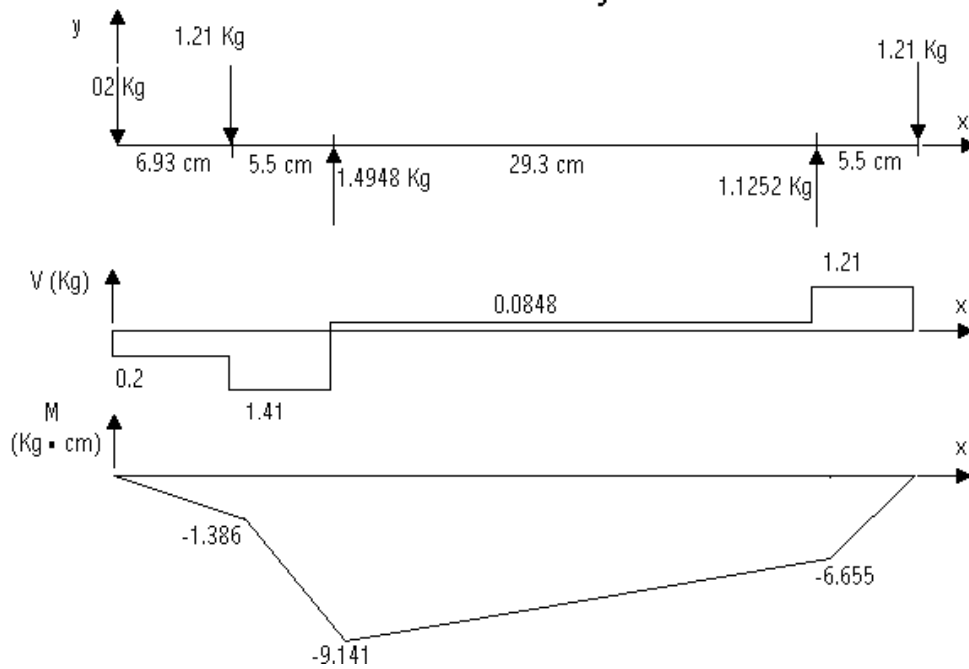


Diagrama de torque



Cálculo diámetro del eje

Nomenclatura

N = factor de seguridad

σ_m = esfuerzo medio por tracción y/o flexión en cargas dinámicas

σ_a = esfuerzo alterno por tracción y/o flexión en cargas dinámicas

τ_a = esfuerzo alterno por torsión y/o cortante en cargas dinámicas

τ_m = esfuerzo medio por torsión y/o cortante en cargas dinámicas

Kf = factor de concentración de esfuerzos de tracción y/o flexión en fatiga

Kfs = factor de concentración de esfuerzos de torsión y/o cortante en fatiga

Su = resistencia a la tracción

Sy = resistencia punto cedente

Sn = resistencia o limite de durancia o fatiga para especimenes afectados por todos los factores excepto el Kf

Cl = factor de carga

Cd = factor de tamaño

Cs = factor de acabado superficial en la zona critica

Cc = factor de confiabilidad

3.2.1.1. Procedimiento

Asumiendo material del eje

$$\text{Acero 1045} \left\{ \begin{array}{l} Su = 60 \text{ Kg} / \text{mm}^2 = 85.34 \text{ Ksi} \\ Sy = 38 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \end{array} \right.$$

Asumir diámetro mínimo permisible de: $d = 1.6 \text{ cm}$.

El momento y el torque máximos según los diagramas de carga. (ver figuras 37, 41 y 45).

$$M_{\text{máx}} = 9.141 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

$$T_{\text{máx}} = 0.0060915 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

El sistema mecánico deberá trabajar por periodos de 15 minutos con descansos de 5 minutos aproximadamente; el prototipo trabaja con un motor variable unidireccional, a continuación se muestra los diagramas de cargas dinámicas del sistema.

Figura 46. Diagrama de esfuerzos dinámicos por tracción y/o flexión

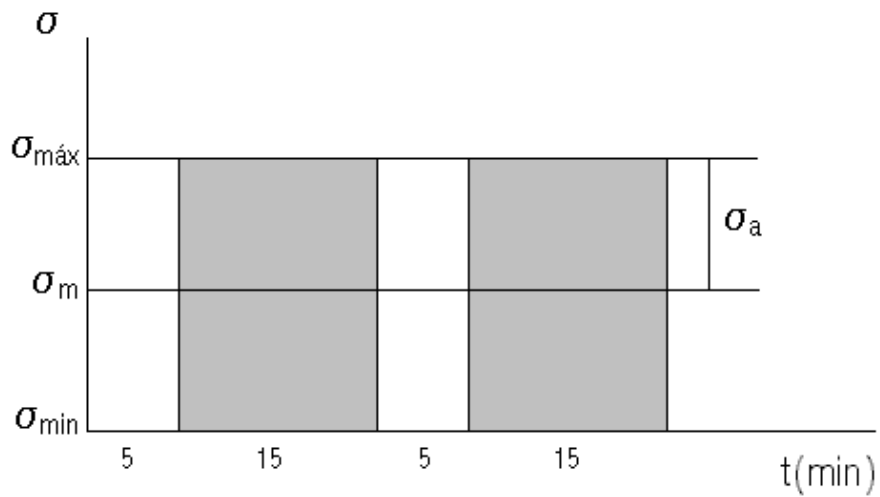
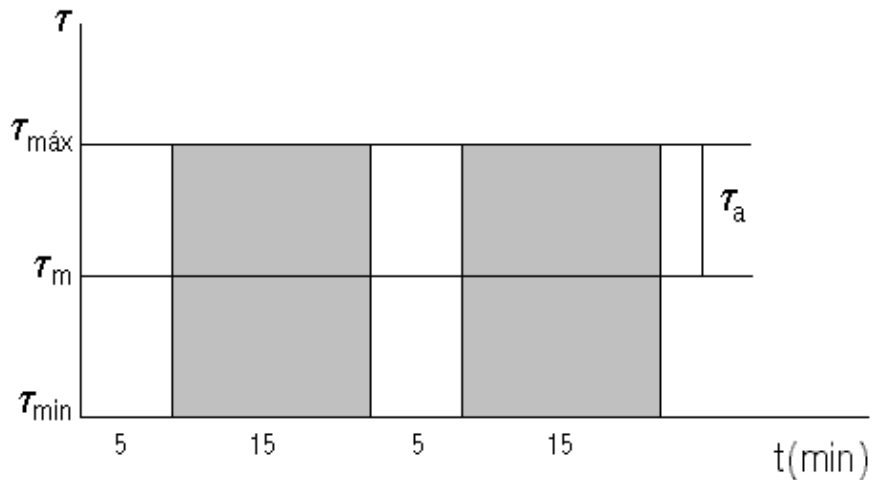


Figura 47. Diagrama de esfuerzos dinámicos por torsión y/o cortante



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{màx}} + \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{màx}} - \sigma_{\text{min}}}{2}$$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\text{màx}}}{2} = \frac{Mc}{2I}$$

$$\sigma_m = \frac{9.141\text{Kg} \times \text{cm} \times 0.8\text{cm}}{2 \times \frac{\pi}{64} \times (1.6)^4}$$

$$\sigma_m = 11.366 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}} = \sigma_a$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\text{màx}}}{2} = \frac{Tc}{2J}$$

$$\tau_m = \frac{0.0060915\text{Kg} \times \text{cm} \times 0.8\text{cm}}{2 \times \frac{\pi}{32} \times (1.6)^4}$$

$$\tau_m = 3.787 \times (10)^{-3} \text{Kg} \times (\text{cm})^2$$

Los siguientes factores son extraídos del texto FATIGA FISURA PROGRESIVA de el Ingeniero Alfredo parada (Anexo 1).

- CL = 1 (carga flectora pura)
- Cd = 0.9 {0.4" < d < 2"
- Cs = 0.79 (maquinado común)
- Cc = 0.814 (confiabilidad 99%)

$$\mathbf{Sn = Cl \times Cd \times Cs \times Cc \times Sn'}$$

$$S_n' = 0.5S_u = 3000 \frac{\text{Kg}}{(\text{cm})^2}$$

$$S_n = 1736 \frac{\text{Kg}}{(\text{cm})^2}$$

a) Cálculo del factor K_f

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)C_s$$

Asumir el radio de entalladura = 0.5 mm = 0.02 in

Factor q , según el texto FATIGA FISURA PROGRESIVA de el Ingeniero Alfredo Parada.

$$\{q = 0.65\}$$

Factor K_t , según el texto STRESS CONCENTRATIONS FACTORS, R. E. Peterson

$$\{k_t = 1.25\}$$

$$\frac{D}{d} = 1.05$$

$$\frac{r}{d} = 0.3$$

$$K_f = 1 + 0.65 \times (1.25 - 1) \times 0.79 = 1.128$$

b) Cálculo del factor K_{fs}

$$K_{fs} = 1 + q_s \times (K_{ts} - 1) \times C_s = 1.05$$

Asumir el radio de entalladura = 0.5 mm = 0.02 in

Factor q_s , según el texto FATIGA FISURA PROGRESIVA de el Ingeniero Alfredo Parada.

$$\{q_s = 0.7\}$$

Factor K_{ts} , según el texto STRESS CONCENTRATIONS FACTORS, R. E. Peterson.

$$\{k_{ts} = 1.09\}$$

Cálculo del factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{K_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{S_u} + \frac{K_{fs} \tau_a}{S_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Formula según criterio de MISSES-GOODMAN para el calculo de factores de seguridad en fatiga

$$N = 107.7 \geq 2.5 \Rightarrow \Rightarrow d = 1.6 \text{ cm}$$

Las gráficas siguientes muestran las dimensiones finales de cada uno de los ejes a partir del diámetro mínimo permisible (1.6 cm) obtenido en el diseño mecánico.

Figura 48. Diseño Eje central largo, Eje lateral 1 largo y Eje lateral 2 largo

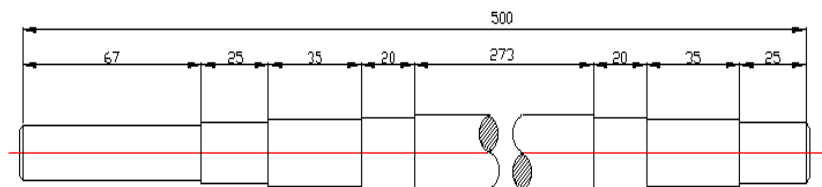
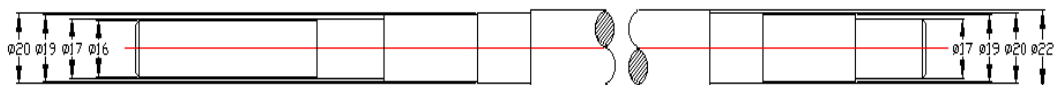


Figura 49. Diseño Eje central corto

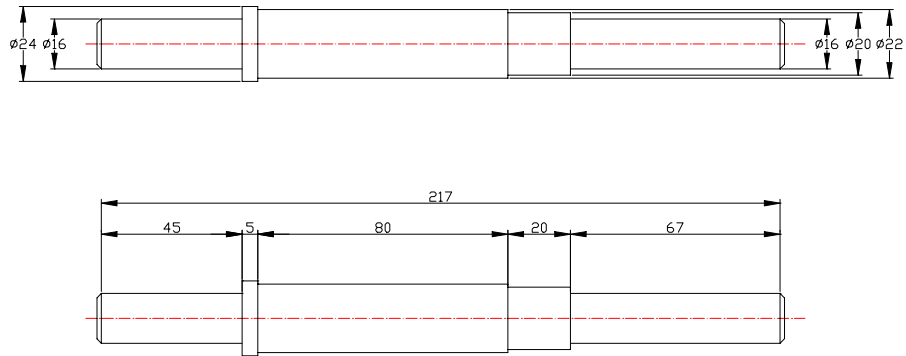


Figura 50. Diseño Eje lateral 2 corto

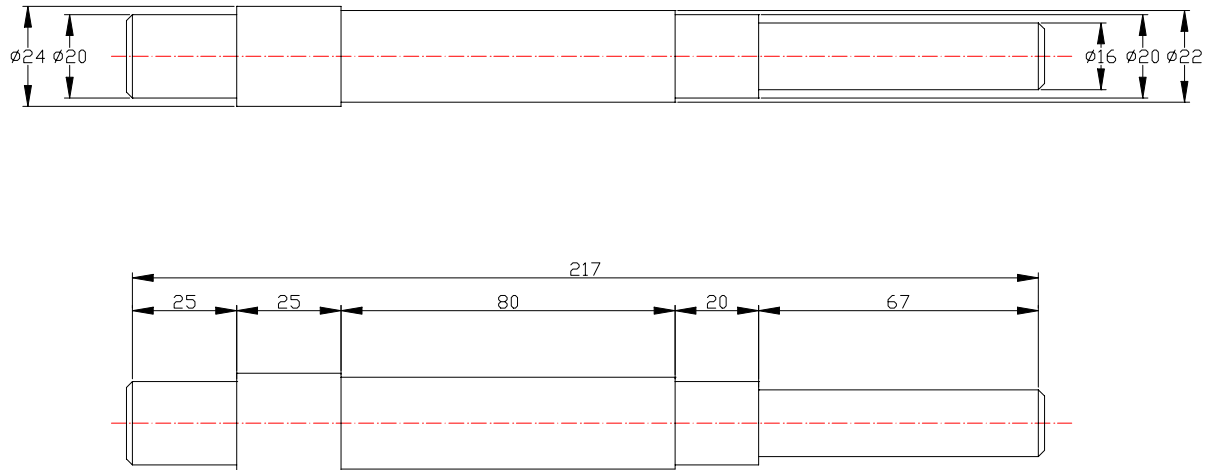
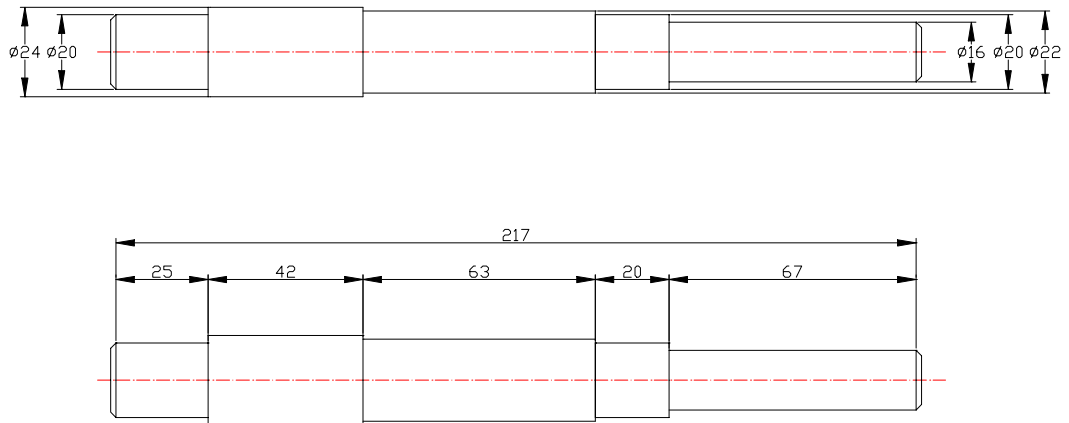


Figura 51. Diseño Eje lateral 1 corto



3.2.2. Ejes. Elaborados de acero 1045 calibrado recocido y mecanizados para los diámetros escogidos. En las figuras se presentan los diagramas de carga utilizados para determinar los esfuerzos que el eje soporta, para hallar el diámetro mínimo permisible.

Figura 52. Eje central y laterales largos



Figura 53. Eje central y laterales cortos



3.2.3. Análisis dinámico. Para el cálculo de la inercia de cada elemento refiérase a las especificaciones en los planos adjuntos. Todos los elementos se seleccionaron y/o fabricaron en Acero, cuya $\rho=0.007861 \text{ Kg / cm}^3$.

Tabla 2. Inercias de elementos

| ELEMENTO | INERCIA(kg x cm ²) |
|-----------------------------|---------------------------------|
| ACOPLE FLEXIBLE | 2.713 |
| DISCOS DE DESBALANCEAMIENTO | 40.74356 |
| POLEA DOBLE | 4.99929 |
| POLEA SENCILLA | 2.84349 |
| EJE CENTRAL CORTO | 0.2387749 |
| EJE CENTRAL LARGO | 0.6794606 |
| EJE LATERAL 2 CORTO | 0.298095 |
| EJE LATERAL 2 LARGO | 0.6794606 |
| EJE LATERAL 1 CORTO | 0.310889 |
| EJE LATERAL 1 LARGO | 0.6794606 |

Despreciando los torques generados por la fricción en los rodamientos, se tiene:

$$\sum T = I\alpha$$

En el eje central largo están montados : dos acoples, dos discos y una polea doble.

Además este eje se encuentra bajo la acción del motor y el torque generado por las correas para producir el movimiento en los ejes laterales.

Por tanto se obtiene:

$$T_m - (T_{p1} + T_{p2}) = 92.831\alpha$$

Donde T_m = torque del motor

T_{p1} = torque del eje secundario 1

T_{p2} = torque del eje secundario 2

α = aceleración angular

En el eje lateral 2 están montados: un acople, dos discos y una polea sencilla. El movimiento del eje es producido por el torque T_{p1} .

Por tanto se tiene:

$$T_{p1} = 88.0212\alpha$$

En el eje lateral 1 están montados: un acople, dos discos y una polea sencilla. El movimiento del eje es producido por el torque T_{p2} .

Por tanto se tiene:

$$T_{p2} = 88.034\alpha$$

Se asume un intervalo de tiempo de 5 segundos para alcanzar la velocidad máxima de régimen de 3500 rpm.

Por tanto se obtiene:

$$\alpha = 73.3 \text{ rad/seg}^2$$

$$T_{p1} = 6451.9 \frac{\text{Kg} \cdot \text{cm}^2}{\text{seg}^2}$$

$$T_{p2} = 6452.9 \frac{\text{Kg} \cdot \text{cm}^2}{\text{seg}^2}$$

$$T_m = 19709.3 \frac{\text{Kg} \cdot \text{cm}^2}{\text{seg}^2} \cong 1.971 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2.5.1 Potencia requerida por el sistema. La potencia requerida para mantener una velocidad de régimen de 3500 rpm \cong 366.52 rad / s, con un torque solicitado por el sistema de 0.00209924 Kg \times cm según diseño mecánico .

$$Pot = 0.000131413 \times T(\text{Kg} \times \text{cm}) \times W (\text{rad} / \text{s})$$

$$Pot = 1.0110 \times 10^{-4} \text{ Hp}$$

Cuando el sistema de experimentación comienza su movimiento para alcanzar la velocidad de régimen de 3500 rpm \cong 366.52 rad / s, requiere un torque de 1.971 N x m, según análisis dinámico, por tanto la potencia requerida en el arranque será:

$$Pot_{(HP)} = 1.3395 * 10^{-3} * \omega_{(rad / seg)} * T_{(N*m)}$$

$$Pot_{(HP)} = 0.97 \text{ HP} \approx 1 \text{ HP}$$

Para la selección del motor se debe tener en cuenta tanto la potencia requerida en el arranque del sistema(análisis dinámico) como la necesaria para mantener el sistema a la velocidad de régimen (diseño mecánico). Como se observó anteriormente, la potencia máxima requerida es solicitada durante el proceso de arranque del sistema. Por tanto se seleccionó un motor con una potencia superior a la requerida.

3.2.4. Motor. El motor del banco de experimentación es un motor de escobillas, controlado por un modulo electrónico que permite variar la velocidad, con potencia de 2 HP, que trabaja a 110 V.C. Ver figura 54

Figura 54. Motor de velocidad variable

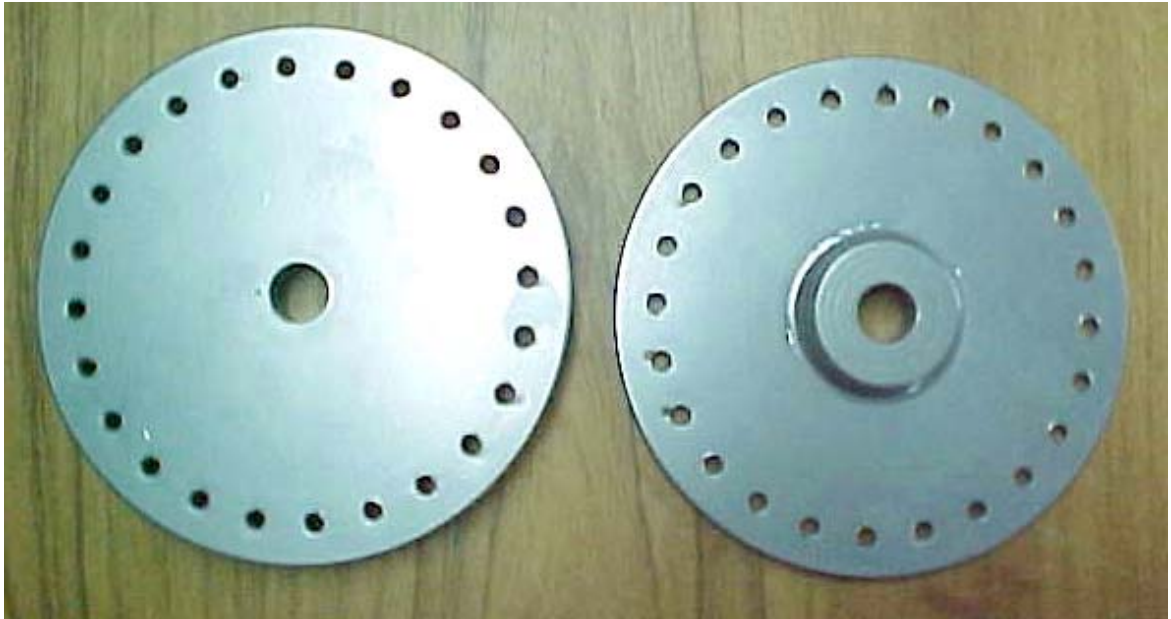


3.2.5. Acoples. Los acoples utilizados son acoples flexibles de cruceta, ref. 75, diámetro externo 1 5/16", longitud 2 ¼" y diámetro inicial interior 3/8".

3.2.6. Polea doble y poleas sencillas. Las poleas utilizadas son echas en fundición de aluminio, tipo A, para usar con correas en V, ancho del canal 1.2 cm, diámetro de raíz 5cm, diámetro exterior 7cm, longitud 5cm de la polea doble y longitud 3.3 cm de las poleas sencillas.

3.2.7. Discos. Los seis discos son iguales en su diseño y construcción. Los discos fueron unidos por soldadura a pequeños cilindros. El conjunto se maquinó, además de practicarle el agujero del diámetro correspondiente de cada eje. A cada disco se le practicaron 24 perforaciones espaciadas 15°, con el fin de montar masas de desbalanceamiento, ver figura 55.

Figura 55. Discos



3.2.8. Porta rodamientos. Fueron diseñados teniendo en cuenta las dimensiones de los rodamientos. En total son once porta-rodamientos. Ver figura 56.

Figura 56. Porta rodamientos



3.2.9. Soportes de porta rodamientos. En la figura 57 se observan estos soportes, los cuales se maquinaron a partir de una platina de acero con 8mm. de espesor, se les realizaron 3 perforaciones para el montaje con los porta rodamientos y 2 más para sujetarlos a los ángulos.

Figura 57. Soportes de porta rodamientos



3.2.10. Ángulos soporte. Los ángulos se cortaron según las dimensiones de los soportes de porta rodamientos. En total son once ángulos. en la figura 58, se muestran los ángulos.

Figura 58. Ángulos soporte



4. EXPERIMENTACION

El sistema mecánico se somete a diferentes condiciones físicas e inerciales para obtener la información necesaria sobre el comportamiento vibratorio, con el uso de los equipos de monitoreo, como son el analizador, acelerómetro, foto tacómetro y lámpara estroboscópica (ver figura 59).

Figura 59. Acelerómetro y analizador



Figura 60. Lámpara estroboscópica y fototacómetro



Los efectos vibratorios se consiguen induciendo desbalances, desalineamientos o soltura mecánica, respectivamente. Los datos obtenidos

de amplitud y fase permiten corroborar la información teórica de las fallas inducidas.

4.1. METODOLOGÍA

La experimentación se desarrolló re... los siguientes pasos:

- Balanceo y alineamiento del sistema de experimentación
- Determinación de las pruebas a realizar
- Desarrollo de las pruebas
- Análisis de los datos obtenidos
- Conclusiones

4.1.1. Balanceo y alineamiento del sistema de experimentación.

Después de hacer el ensamblaje correspondiente del prototipo (ver figura 61), se prosiguió a alinear eje por eje y a balancear el conjunto. En la figura 61 el Eje 1 está compuesto por los Ejes lateral 1 corto y largo, el Eje 2 está compuesto por los Ejes centrales corto y largo, y el Eje 3 está compuesto por los Ejes lateral 2 corto y largo.

Figura 61. Ensamblaje del prototipo



La alineación se realizó colocando un comparador de carátula sobre una base de un soporte en la punta de un eje, con una extensión se lleva el comparador de carátula hasta el otro eje y se registra la distancia de un eje con respecto al otro eje. La corrección del desalineamiento se hizo desplazando los soportes hasta que la distancia (micrones) entre ejes fue mínima. Después de obtener la alineación, se propusieron dos alternativas de balanceo por ser un sistema compuesto.

Una alternativa fue balancear todo el conjunto colocando la masas de excitación en un eje, midiendo la vibración en los tres ejes. La otra alternativa fue balancear cada eje por separado. A continuación en la tabla se muestra el procedimiento de una experiencia.

Tabla 3. Experiencia de Balanceo inicial (datos originales)

| rpm | excitación | | PLANO 1 | | PLANO 2 | |
|----------|----------------|----------------|------------------------|----------------|---------------------------|----------------|
| | Masa gramos | fase grados | Amplitud μm | Fase grados | Amplitud μm | fase grados |
| 1600 | | | | | | |
| ORIGINAL | 0 | 0° | 204 | 11,4° | 229,6 | 302° |
| PLANO 1 | 1,3 | 0° | 256,1 | 353° | 222,9 | 323° |
| PLANO 2 | 1,8 | 180° | 139,9 | 39,9° | 165,4 | 316° |

El resultado del procedimiento de balanceo es el siguiente. La masa que se coloca en el primer plano es $m_1 = 1.36$ a una fase = 5° .

Esta masa no se puede colocar en la posición de 5° , luego se tiene que descomponer la masa y ubicarla en 0° y en 15° .

A 0° se ubica una masa de 0,912g y a 15° se ubica una masa de 0,46g.

La masa que se coloca en el segundo plano es $m_2 = 4,85$ a una fase = 232° . Esta masa no se puede colocar en la posición de 232° , luego se tiene que descomponer a 225° y a 240° .

A 225° se ubica una masa de 2,6g y a 240° se ubica una masa de 2,28g.

Tabla 4. Experiencia de Balanceo inicial a 1600 rpm

| rpm | excitación | | PLANO 1 | | PLANO 2 | |
|---------|----------------|----------------|---------------------------|----------------|---------------------------|----------------|
| | Masa gramos | fase grados | Amplitud μm | Fase grados | Amplitud μm | fase grados |
| 1600 | | | | | | |
| PLANO 1 | 1,8 | 90° | 75,33 | 270° | 158,4 | 231° |
| PLANO 2 | 3,2 | 270° | 152,3 | $11,7^\circ$ | 157,2 | 300° |

BALANCEO b. El resultado del procedimiento de balanceo es el siguiente.

La masa que se coloca en el primer plano es $m_1 = 1.17\text{g}$ a una fase = 33° .

Esta masa no se puede colocar en la posición de 33° , luego se tiene que descomponer la masa y ubicarla en 30° y en 45° .

A 30° se ubica una masa de 0,94 g y a 45° se ubica una masa de 0,24g.

La masa que se coloca en el segundo plano es $m_2 = 1.41\text{g}$ a una fase = 3°

Esta masa no se puede colocar en la posición de 3° , luego se tiene que descomponer a 0° y a 15° .

A 0° se ubica una masa de 1.13g y a 15° se ubica una masa de 0,28g.

Después de varios intentos con esta experiencia se llegó a la conclusión que no era posible balancear con esta alternativa.

En las tablas que se presentan a continuación se registraron los procedimientos de balanceos de los ejes por separado

Tabla 5 . Balanceo EJE 1 a 1200 rpm

| EJE 1 | | | | | | |
|-----------------------|------------|------|---------------------------|----------------|---------------------------|----------------|
| velocidad | excitación | | plano 1 | | plano 2 | |
| | | fase | Amplitud μm | Fase grados | Amplitud μm | Fase grados |
| 1200 rpm | 0 | 0° | 56,85 | 263° | 133,8 | 220° |
| plano 1 | | 45° | 78,41 | 256° | 168,8 | 191° |
| plano 2 | 8 | 240° | 62,65 | 255° | 94,29 | 227° |
| amplitud final | | | 147,7 | 275° | 110,3 | 233° |

Del procedimiento de balanceo se obtienen los siguientes resultados de masas de corrección.

$m_1 = 2,37$ a 279° y $m_2 = 2,67$ a $24,6^\circ$

Tabla 6 . Balanceo EJE 1 a 1600 rpm

| EJE 1 | | | | | | |
|-----------|------------|------|----------|------|----------|-------|
| velocidad | corrección | | plano 1 | | plano 2 | |
| | masa | fase | Amplitud | fase | amplitud | Fase |
| 1600 rpm | 0 | 0° | 40,78 | 345° | 60,34 | 28,9° |
| plano 1 | 1,3 | 60° | 34,95 | 338° | 72,56 | 27,9° |
| plano 2 | 1,3 | 0° | 41,64 | 351° | 54,44 | 51,4° |

Del procedimiento de balanceo se obtienen los siguientes resultados de masas de corrección.

$m_1 = 4,96$ a $52,2^\circ$ y $m_2 = 5,98$ a $58,3^\circ$

Tabla 7. Balanceo EJE 1 a 2300 rpm

| EJE 1 | | | | | | |
|-----------|------------|-----------|----------|-------------|----------|-------------|
| velocidad | corrección | | plano 1 | | plano 2 | |
| | | | Amplitud | fase | amplitud | fase |
| 2300 rpm | 0 | 0° | 27,15 | 285° | 83,09 | 158° |
| plano 1 | | | 39,9 | 271° | 54,87 | 173° |
| plano 2 | | | 44,83 | 276° | 44,03 | 179° |

Del procedimiento de balanceo se obtienen los siguientes resultados de masas de corrección.

$m_1 = 22,8$ a 25° y $m_2 = 17,7$ a 283°

No es factible reducir el nivel de vibración por el método de balanceo y los resultados anteriores son los niveles mínimos de vibración que presenta este prototipo debido a su configuración.

Debido a que no se puede disminuir la vibración por balanceo másico, se deja el prototipo en las condiciones originales para comenzar a inducir fallas.

4.1.2. Determinación de las pruebas a realizar. Los fenómenos vibratorios se consideraron teniendo en cuenta:

- Accesibilidad a información sobre el método basado en la fase de las fallas más comunes: balanceo, desalineamiento y soldadura mecánica.

- Una vez inducida la anomalía se varían las condiciones físicas e inerciales para cada prueba.

4.1.3. Desarrollo de las experiencias. Se presentarán a continuación cada una de las experiencias realizadas en el prototipo.

4.1.3.1. Experiencia de desbalanceo. Las primeras mediciones tomadas en esta experiencia se hicieron variando parámetros como velocidad, masas de desbalanceamiento, ángulos de ubicación de las masas en los discos, etc. Sin embargo se decidió dejar mínimas variables para comparar la información con mayor seguridad.

La primera dificultad encontrada al comenzar las experiencias era que la máquina vibraba con una amplitud de 204 micrones en el plano 1 y 229.6 micrones en el plano 2 (ver tabla 2), lo cual está por encima de los niveles de vibración aceptables. Por consiguiente, se prosiguió a balancearla con resultados poco favorables.

La vibración inicial no disminuyó, debido a que la excitación esta influyendo en la frecuencia del sistema de experimentación y se encuentra cerca de la resonancia.

Se comenzaron a realizar las pruebas, tomando los datos originales de amplitud y fase e induciendo la falla en un eje, para luego registrar las mediciones.

Las lecturas de la lámpara estroboscópica se tomaron después de haber medido todo el sistema (amplitud y fase)

Las pruebas realizadas durante la experiencia, se llevaron a cabo con el propósito de observar el comportamiento de la fase de vibración respecto a la anomalía inducida en el sistema de experimentación.

A continuación se presentan las gráficas y tablas con todos los parámetros de variación y sus datos respectivos.

Figura 62. Señalización de los puntos de medición

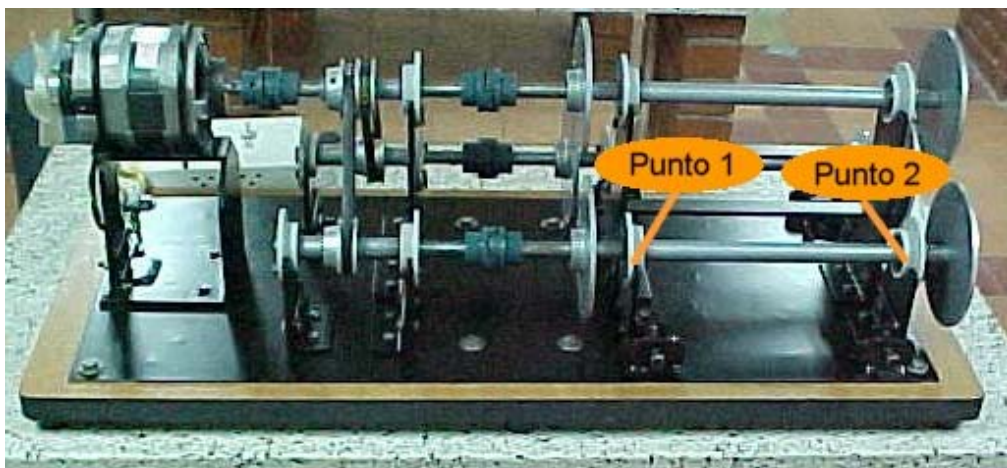
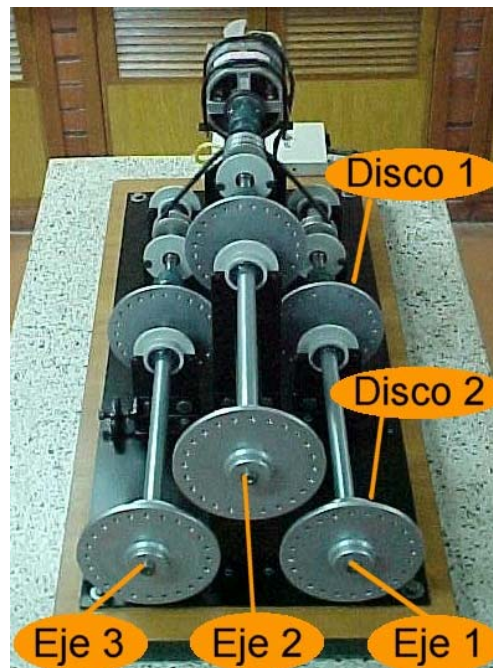


Figura 63 . Señalización de ejes y discos de desbalanceamiento



En la siguiente tabla se presenta los datos registrados al desbalancear el disco 1 del eje 1 con masa de 11,5 g a 2000 rpm y a 285°

Tabla 8. Primer desbalanceo

| | velocidad | Ubicación | horizontal | | vertical | | Lámpara | |
|-------------------------|-----------|-----------|---------------|-------------|----------------|-------------|-------------------|-------------|
| | 2000 rpm | Punto | Amplitd µm | Fase (°) | Amplitu dµm | Fase (°) | velocida d rpm | Fase (°) |
| Original | EJE 1 | 1 | 55,01 | 323 | 34,38 | 206 | 2009 | 120 |
| | 2000 rpm | 2 | 43,4 | 195 | 41,64 | 101 | | |
| | EJE 2 | 1 | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | |
| Masa 11.5g a 285° | EJE 1 | 1 | 38,8 | 70,5 | 30,56 | 269 | 2037 | 270 |
| | 2028 rpm | 2 | 130,5 | 163 | 48,46 | 167 | | |
| | EJE 2 | 1 | 176,8 | 42,8 | 51,15 | 241 | 2063 | |
| | | 2 | 149,4 | 306 | 60,08 | 266 | | |
| | EJE 3 | 1 | 103,2 | 294 | 72,78 | 91,1 | 2018 | 90 |
| | | 2 | 53,56 | 152 | 35,4 | 3,3 | | |
| | EJE 1 | 1 | 62,27 | 223 | 278,7 | 226 | 1949 | 135 |
| Masa 11.5g a 285° | 1955 rpm | 2 | 104,4 | 167 | 132,4 | 232 | | |
| | EJE 2 | 1 | 129 | 345 | 49,43 | 263 | 2003 | 90 |
| | | 2 | 129 | 325 | 114 | 340 | | |
| | EJE 3 | 1 | 98,96 | 300 | 53,27 | 324 | 1931 | 300 |
| | | 2 | 104,1 | 294 | 86,98 | 350 | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a la figura 66 y a las conclusiones de desbalanceo.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desbalancear el disco 1 del eje 1 con masa de 0.9 g a 2000 rpm a 0°.

Tabla 9 . Segundo desbalanceo

| Velocidad | ubicación | horizontal | | Vertical | | lámpara | |
|-----------|-----------|----------------|-------------|----------------|---------------|-------------------|-------------|
| | | Amplitud μm | Fase (°) | Amplitud μm | Fase e (°) | Velocida d rpm | Fase (°) |
| 2000 rpm | Punto | | | | | | |
| EJE 1 | | | | | | 2057 | 45 |
| 2007 rpm | | | | | | | |
| EJE 2 | | | | | | 2006 | 195 |
| | | | | | | | |
| EJE 3 | | | | | | 1981 | 0 |
| | | | | | | | |
| EJE 1 | m=0,9 (0) | 83,28 | 205 | 72,34 | 286 | 1990 | 130 |
| 2007 rpm | 2 | 88,07 | 216 | 45,06 | 356 | | |
| EJE 2 | 1 | 240,8 | 29,2 | 48,63 | 27,5 | 2045 | 330 |
| 2064 rpm | 2 | 129 | 269 | 68,54 | 222 | | |
| EJE 3 | 1 | 69,9 | 294 | 11,91 | 65,2 | 1971 | 135 |
| 1984 rpm | 2 | 39 | 316 | 51,15 | 23,5 | | |
| EJE 1 | 1 | 91,92 | 324 | 53,12 | 242 | 2001 | 90 |
| 2023 rpm | m=0,9 (0) | 60,86 | 134 | 46,3 | 61 | | |
| EJE 2 | 1 | 234,5 | 33,4 | 33,92 | 331 | 2058 | 135 |
| 2075 rpm | 2 | 73,64 | 274 | 45,44 | 199 | | |
| EJE 3 | 1 | 55,58 | 285 | 56,71 | 13,1 | 1992 | 180 |
| 1994 rpm | 2 | 39,5 | 256 | 36,93 | 260 | | |
| EJE 1 | 1 | 50,53 | 38 | 31,76 | 161 | 2003 | 345 |
| 1954 rpm | 2 | 108,6 | 289 | 57,81 | 137 | | |
| EJE 2 | m=0,9 (0) | 252,6 | 36,9 | 30,95 | 295 | 2059 | 0 |
| 2013 rpm | 2 | 165,4 | 307 | 50,85 | 223 | | |
| EJE 3 | 1 | 68,08 | 276 | 72,34 | 340 | 1956 | 260 |
| 1927 rpm | 2 | 48,46 | 42,9 | 58,75 | 324 | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a la figura 67 y a las conclusiones de desbalanceo.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desbalancear los ejes 1, 2 y 3 por separado, con masa de 1.3 g a 2000rpm y a 15°

Tabla 10. Tercer desbalanceo

| | velocidad | Ubicación | horizontal | | vertical | | Lámpara | |
|----------|-----------|----------------|------------|----------------|---------------|-----------------|-------------|--------------------|
| | 2000 rpm | | punto | Amplitud μm | Fase e (°) | amplitud dμm | Fase (°) | velocidad d rpm |
| original | EJE 1 | 1 | 47,37 | 2,38 | 54,87 | 330 | 2004 | 45 |
| | 2003 rpm | 2 | 75,96 | 109 | 37,98 | 201 | | |
| | EJE 2 | 1 | 124,3 | 24,7 | 76,37 | 247 | 2056 | 30 |
| | 2056 rpm | 2 | 64,02 | 259 | 56,15 | 187 | | |
| | EJE 3 | 1 | 60,86 | 246 | 60,6 | 16,6 | 1982 | 260 |
| | 1982 rpm | 2 | 42,48 | 25 | 46,13 | 302 | | |
| | EJE 1 | m=1.3g (15) | 57,12 | 3,27 | 47,64 | 349 | 2020 | 190 |
| | 2020 rpm | 2 | 72,34 | 204 | 30,04 | 133 | | |
| | EJE 2 | 1 | 245,5 | 30 | 60,6 | 324 | 2075 | 345 |
| | 2071 rpm | 2 | 117,5 | 357 | 57,26 | 362 | | |
| | EJE 3 | 1 | 65 | 314 | 69,45 | 30,2 | 2001 | 195 |
| | 1991 rpm | 2 | 51,15 | 329 | 57,12 | 316 | | |
| | EJE 1 | 1 | 64,02 | 329 | 71,02 | 340 | 2047 | 70 |
| | 2047 rpm | m=1.3g (15) | 72,99 | 260 | 38,8 | 193 | | |
| | EJE 2 | 1 | 136,6 | 51 | 72,12 | 255 | 2097 | 15 |
| | 2097 rpm | 2 | 92,6 | 286 | 40,39 | 227 | | |
| | EJE 3 | 1 | 67,61 | 286 | 58,35 | 29 | 2016 | 120 |
| | 2016 rpm | 2 | 44,92 | 192 | 55,01 | 257 | | |

| | | | | | | | | |
|--|----------|----------------|-------|------|-------|------|------|-----|
| | EJE 1 | 1 | 86,26 | 358 | 28,7 | 183 | 1986 | 150 |
| | 1986 rpm | 2 | 127,1 | 178 | 38,49 | 226 | | |
| | EJE 2 | m=1.3g (15) | 151,9 | 29,6 | 52,82 | 52,4 | 2042 | 120 |
| | 2042 rpm | 2 | 35,73 | 356 | 46,98 | 225 | | |
| | EJE 3 | 1 | 63,15 | 248 | 62,78 | 356 | 1962 | 15 |
| | 1962 rpm | 2 | 41,45 | 290 | 52,67 | 298 | | |
| | EJE 1 | 1 | 37,46 | 296 | 27,58 | 219 | 1955 | 330 |
| | 1955 rpm | 2 | 105 | 145 | 67,84 | 333 | | |
| | EJE 2 | 1 | 252,6 | 294 | 67,38 | 332 | 2015 | 340 |
| | 2015 rpm | m=1.3g (15) | 82,71 | 315 | 57,4 | 290 | | |
| | EJE 3 | 1 | 82,9 | 275 | 66,91 | 318 | 1930 | 180 |
| | 1930 rpm | 2 | 48,63 | 35,3 | 57,26 | 12,1 | | |
| | EJE 1 | 1 | 76,37 | 4,8 | 61,25 | 200 | 2047 | 90 |
| | 2047 rpm | 2 | 87,17 | 154 | 37,77 | 105 | | |
| | EJE 2 | 1 | 182,5 | 35,6 | 64,26 | 286 | 2043 | 105 |
| | 2043 rpm | 2 | 57,95 | 316 | 65,72 | 225 | | |
| | EJE 3 | m=1.3g (15) | 40,39 | 268 | 54,44 | 345 | 2033 | 250 |
| | 2033 rpm | 2 | 48,03 | 318 | 28,56 | 292 | | |
| | EJE 1 | 1 | 74,91 | 65,7 | 70,13 | 194 | 2025 | 320 |
| | 2025 rpm | 2 | 95,29 | 214 | 41,36 | 229 | | |
| | EJE 2 | 1 | 231,2 | 35 | 63,28 | 298 | 2072 | 272 |
| | 2072 rpm | 2 | 69,45 | 271 | 46,13 | 241 | | |
| | EJE 3 | 1 | 55,3 | 305 | 54,44 | 302 | 2020 | 25 |

| | | | | | | | | |
|--|----------|----------------|-------|-----|-------|-----|--|--|
| | 2020 rpm | m=1.3g (15) | 40,68 | 344 | 63,77 | 316 | | |
|--|----------|----------------|-------|-----|-------|-----|--|--|

Para complementar los resultados de la tabla remítase a las figuras 68, 69, 70, 71 y 72 y a las conclusiones de desbalanceo.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desbalancear los ejes 1, 2 y 3 por separado con masa de 1.3 gr a 1500 rpm y a 15 °

Tabla 11 . Cuarto desbalanceo

| | velocidad | ubicación | Horizontal | | vertical | | Lámpara | |
|----------|-----------|---------------|----------------|-------------|----------------|-------------|---------------|-------------|
| | 1500 rpm | punto | Amplitud µm | Fase (°) | Amplitud µm | Fase (°) | Velocidad rpm | Fase (°) |
| Original | EJE 1 | 1 | 38,49 | 353 | 43,67 | 232 | 1573 rpm | 110 |
| | 1573 rpm | 2 | 37,35 | 254 | 45,79 | 266 | | |
| | EJE 2 | 1 | 46,13 | 325 | 56,98 | 324 | 1609 rpm | 230 |
| | 1609 rpm | 2 | 51,31 | 219 | 68,08 | 195 | | |
| | EJE 3 | 1 | 58,49 | 244 | 68,77 | 285 | 1546 rpm | 60 |
| | 1546 rpm | 2 | 60,21 | 43 | 63,53 | 192 | | |
| | EJE 1 | m=1.3 (15) | 73,64 | 337 | 92,26 | 46,6 | 1530 rpm | 180 |
| | 1530 rpm | 2 | 78,81 | 223 | 70,8 | 217 | | |
| | EJE 2 | 1 | 46,13 | 138 | 100,8 | 339 | 1567 rpm | 315 |
| | 1567 rpm | 2 | 68,54 | 223 | 128,5 | 171 | | |
| | EJE 3 | 1 | 66,2 | 284 | 82,33 | 310 | 1506 rpm | 185 |
| | 1506 rpm | 2 | 131,4 | 141 | 57,4 | 277 | | |
| | EJE 1 | 1 | 84,04 | 153 | 88,6 | 222 | 1518 rpm | 270 |
| | 1518 rpm | m=1.3 (15) | 82,71 | 3,24 | 72,78 | 91,6 | | |
| | EJE 2 | 1 | 62,4 | 16,5 | 85,34 | 12,9 | 1560 rpm | 310 |
| | 1560 rpm | 2 | 116,4 | 220 | 109,5 | 230 | | |

| | | | | | | | |
|----------|---------------|-------|------|-------|------|----------|-----|
| EJE 3 | 1 | 58,49 | 197 | 130,5 | 286 | 1501 rpm | 345 |
| 1501 rpm | 2 | 31,76 | 299 | 73,42 | 213 | | |
| EJE 1 | 1 | 72,34 | 92,8 | 76,37 | 271 | 1530 rpm | 60 |
| 1530 rpm | 2 | 55,58 | 145 | 82,71 | 103 | | |
| EJE 2 | m=1.3 (15) | 63,03 | 204 | 119,1 | 329 | 1577 rpm | 160 |
| 1577 rpm | 2 | 116,4 | 250 | 112,9 | 204 | | |
| EJE 3 | 1 | 79,41 | 172 | 101,1 | 343 | 1511 rpm | 215 |
| 1511 rpm | 2 | 136,2 | 223 | 145,1 | 319 | | |
| EJE 1 | 1 | 88,95 | 68 | 56,57 | 273 | 1477 rpm | 40 |
| 1477 rpm | 2 | 57,26 | 226 | 48,63 | 168 | | |
| EJE 2 | 1 | 55,3 | 151 | 148,1 | 328 | 1523 rpm | 270 |
| 1523 rpm | m=1.3 (15) | 138,9 | 250 | 179 | 5,13 | | |
| EJE 3 | 1 | 99,5 | 288 | 77,39 | 92,6 | 1458 rpm | 95 |
| 1458 rpm | 2 | 169,2 | 122 | 44,74 | 241 | | |
| EJE 1 | 1 | 67,38 | 36,3 | 84,22 | 161 | 1532 rpm | 315 |
| 1532 rpm | 2 | 60,47 | 244 | 71,69 | 121 | | |
| EJE 2 | 1 | 56,01 | 64,1 | 104,4 | 256 | 1566 rpm | 160 |
| 1566 rpm | 2 | 121,2 | 221 | 93,95 | 196 | | |
| EJE 3 | m=1.3 (15) | 78,81 | 261 | 91,92 | 321 | 1523 rpm | 300 |
| 1523 rpm | 2 | 87,89 | 302 | 93,95 | 235 | | |
| EJE 1 | 1 | 94,96 | 67,3 | 129 | 44,8 | 1513 rpm | 320 |
| 1513 rpm | 2 | 93,62 | 265 | 89,84 | 117 | | |
| EJE 2 | 1 | 60,6 | 88,8 | 73,42 | 71,1 | 1535 rpm | 110 |
| 1535 rpm | 2 | 99,18 | 290 | 142,9 | 248 | | |

| | | | | | | | |
|----------|---------------|-------|-----|-------|-----|----------|----|
| EJE 3 | 1 | 84,22 | 201 | 88,6 | 292 | 1510 rpm | 90 |
| 1510 rpm | m=1.3 (15) | 130 | 136 | 144,7 | 285 | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a la figura 73 y a las conclusiones de desbalanceo.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desbalancear los ejes 1, 2 y 3 por separado con masa de 1.3 g a 1200 rpm y a 15°

Tabla 12 . Quinto desbalanceo

| | velocidad | ubicación | horizontal | | vertical | | lámpara | |
|----------|-----------|---------------|----------------|-------------|-----------------|-------------|------------------|-------------|
| | 1200 rpm | punto | Amplitud μm | Fase (°) | Amplitud dμm | Fase (°) | velocidad rpm | Fase (°) |
| original | EJE 1 | 1 | 71,91 | 196 | 49,59 | 317 | 1208 rpm | 105 |
| | 1208 rpm | 2 | 94,62 | 195 | 62,02 | 29,2 | | |
| | EJE 2 | 1 | 83,85 | 283 | 42,85 | 314 | 1233 rpm | 330 |
| | 1233 rpm | 2 | 97,9 | 311 | 82,14 | 303 | | |
| | EJE 3 | 1 | 72,99 | 253 | 29,11 | 50 | 1185 rpm | 210 |
| | 1185 rpm | 2 | 168,8 | 31 | 52,82 | 157 | | |
| | EJE 1 | m=1.3 (15) | 55,16 | 82,6 | 44,48 | 351 | 1229 rpm | 90 |
| | 1229 rpm | 2 | 97,57 | 106 | 52,37 | 212 | | |
| | EJE 2 | 1 | 85,34 | 8,45 | 48,79 | 88,1 | 1255 rpm | 150 |
| | 1255 rpm | 2 | 110 | 293 | 84,41 | 252 | | |
| | EJE 3 | 1 | 60,21 | 199 | 23,82 | 112 | 1205 rpm | 90 |
| | 1205 rpm | 2 | 134,3 | 170 | 50,22 | 224 | | |

| | | | | | | | |
|----------|---------------|-------|------|-------|------|----------|-----|
| EJE 1 | 1 | 71,02 | 52,4 | 47,81 | 315 | 1206 rpm | 335 |
| 1206 rpm | m=1.3 (15) | 87,71 | 246 | 51,61 | 287 | | |
| EJE 2 | 1 | 83,85 | 338 | 41,17 | 27,2 | 1234 rpm | 90 |
| 1234 rpm | 2 | 94,62 | 333 | 81,56 | 129 | | |
| EJE 3 | 1 | 70,13 | 220 | 36,28 | 237 | 1186 rpm | 0 |
| 1186 rpm | 2 | 14608 | 278 | 55,3 | 203 | | |
| EJE 1 | 1 | 57,4 | 175 | 57,12 | 242 | 1206 rpm | 60 |
| 1206 rpm | 2 | 11,5 | 21,5 | 55,16 | 56,3 | | |
| EJE 2 | m=1.3 (15) | 74,49 | 308 | 43,58 | 55,1 | 1242 rpm | 75 |
| 1242 rpm | 2 | 119,9 | 282 | 81,75 | 1,52 | | |
| EJE 3 | 1 | 62,76 | 194 | 31,26 | 337 | 1191 rpm | 0 |
| 1191 rpm | 2 | 71,4 | 23,8 | 46,3 | 122 | | |
| EJE 1 | 1 | 81,95 | 334 | 50,53 | 290 | 1197 rpm | 340 |
| 1197 rpm | 2 | 108 | 223 | 65,72 | 51,1 | | |
| EJE 2 | 1 | 103,8 | 4,71 | 42,3 | 9,22 | 1233 rpm | 15 |
| 1233 rpm | m=1.3 (15) | 132,4 | 197 | 82,33 | 158 | | |
| EJE 3 | 1 | 66,44 | 177 | 27,22 | 107 | 1182 rpm | 315 |
| 1182 rpm | 2 | 179,7 | 331 | 54 | 210 | | |
| EJE 1 | 1 | 77,19 | 18,9 | 36,5 | 351 | 1273 rpm | 45 |
| 1273 rpm | 2 | 105,3 | 287 | 86,07 | 235 | | |
| EJE 2 | 1 | 51 | 326 | 43,85 | 284 | 1236 rpm | 15 |
| 1236 rpm | 2 | 95,29 | 134 | 59,82 | 277 | | |
| EJE 3 | m=1.3 (15) | 47,64 | 206 | 23,99 | 339 | 1235 rpm | 270 |

| | | | | | | | | |
|--|----------|---------------|-------|------|-------|-----|----------|-----|
| | 1235 rpm | 2 | 66,2 | 157 | 59,02 | 174 | | |
| | EJE 1 | 1 | 36,82 | 298 | 31,51 | 331 | 1260 rpm | 90 |
| | 1260 rpm | 2 | 68,77 | 15,4 | 33,57 | 239 | | |
| | EJE 2 | 1 | 63,4 | 289 | 38,7 | 311 | 1287 rpm | 135 |
| | 1287 rpm | 2 | 83,09 | 301 | 86,44 | 117 | | |
| | EJE 3 | 1 | 35,95 | 259 | 16,25 | 234 | 1252 rpm | 300 |
| | 1252 rpm | m=1.3 (15) | 45,27 | 131 | 40 | 170 | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a la figura 74, 75, 76 y 77 y a las conclusiones de desbalanceo.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desbalancear los ejes 1, 2 y 3 por separado con masa de 3.1 g a 2000 rpm y a 15°

Tabla 13 . Sexto desbalanceo

| | velocidad | ubicación | horizontal | | vertical | | lámpara | |
|----------|-----------|------------|------------|------------------------|----------|------------------------|----------|---------------|
| | 2000 rpm | | Punto | amplitud μm | Fase (°) | Amplitud μm | Fase (°) | velocidad rpm |
| original | EJE 1 | 1 | 47,37 | 2,38 | 54,87 | 330 | 2004 | 45 |
| | 2003 rpm | 2 | 75,96 | 109 | 37,98 | 201 | | |
| | EJE 2 | 1 | 124,3 | 24,7 | 76,37 | 247 | 2056 | 30 |
| | 2056 rpm | 2 | 64,02 | 259 | 56,15 | 187 | | |
| | EJE 3 | 1 | 60,86 | 246 | 60,6 | 16,6 | 1982 | 260 |
| | 1982 rpm | 2 | 42,48 | 25 | 46,13 | 302 | | |
| | EJE 1 | m=3.1 (15) | 69,68 | 43,8 | 52,22 | 347 | 2045 rpm | 80 |
| | 2045 rpm | 2 | 57,77 | 184 | 32,86 | 307 | | |
| | EJE 2 | 1 | 168,8 | 33,4 | 42,76 | 333 | 2100 rpm | 200 |

| | | | | | | | |
|----------|------------|-------|------|-------|------|----------|-----|
| 2100 rpm | 2 | 86,07 | 273 | 53,12 | 240 | | |
| EJE 3 | 1 | 56,29 | 252 | 59,02 | 293 | 2016 rpm | 175 |
| 2016 rpm | 2 | 39,2 | 283 | 57,54 | 302 | | |
| EJE 1 | 1 | 100,8 | 28,2 | 62,65 | 354 | 2020 rpm | 75 |
| 2020 rpm | m=3.1 (15) | 102,6 | 222 | 54,73 | 243 | | |
| EJE 2 | 1 | 241,9 | 20,9 | 78,81 | 333 | 2070 rpm | 330 |
| 2070 rpm | 2 | 75,12 | 300 | 76,78 | 198 | | |
| EJE 3 | 1 | 47,64 | 223 | 53,27 | 336 | 1977 rpm | 150 |
| 1977 rpm | 2 | 42,02 | 325 | 31,51 | 303 | | |
| EJE 1 | 1 | 100,4 | 50 | 55,73 | 331 | 1948 rpm | 75 |
| 1948 rpm | 2 | 157,2 | 191 | 55,16 | 284 | | |
| EJE 2 | m=3.1(15) | 208,9 | 30 | 56,85 | 300 | 2017 rpm | 105 |
| 2017 rpm | 2 | 142 | 353 | 72,34 | 226 | | |
| EJE 3 | 1 | 82,33 | 240 | 47,31 | 284 | 1934 rpm | 225 |
| 1934 rpm | 2 | 72,78 | 275 | 59,95 | 294 | | |
| EJE 1 | 1 | 21,1 | 93,7 | 27,07 | 344 | 1965 rpm | 200 |
| 1965 rpm | 2 | 133,8 | 196 | 81,37 | 180 | | |
| EJE 2 | 1 | 330,1 | 260 | 80,39 | 324 | 2023 rpm | 210 |
| 2023 rpm | m=3.1(15) | 197,7 | 306 | 41,17 | 227 | | |
| EJE 3 | 1 | 56,85 | 253 | 78,61 | 337 | 1944 rpm | 160 |
| 1944 rpm | 2 | 65,48 | 274 | 72,56 | 260 | | |
| EJE 1 | 1 | 65,24 | 23,9 | 34,84 | 350 | 2003 rpm | 100 |
| 2003 rpm | 2 | 85,34 | 168 | 35,29 | 84,1 | | |
| EJE 2 | 1 | 132,4 | 43 | 56,16 | 329 | 2051 rpm | 100 |
| 2051 rpm | 2 | 55,58 | 299 | 63,15 | 212 | | |
| EJE 3 | m=3.1(15) | 66,91 | 266 | 73,21 | 348 | 1991 rpm | 285 |
| 1991 rpm | 2 | 37,24 | 321 | 50,22 | 301 | | |

| | | | | | | | | |
|--|----------|-----------|-------|------|-------|-----|----------|-----|
| | EJE 1 | 1 | 75,54 | 31,5 | 44,65 | 274 | 2014 rpm | 65 |
| | 2014 rpm | 2 | 82,9 | 193 | 42,11 | 180 | | |
| | EJE 2 | 1 | 90,88 | 43,1 | 60,99 | 288 | 2067 rpm | 285 |
| | 2067 rpm | 2 | 64,75 | 271 | 66,2 | 202 | | |
| | EJE 3 | 1 | 58,49 | 286 | 83,28 | 357 | 2003 rpm | 220 |
| | 2003 rpm | m=3.1(15) | 41,74 | 330 | 73,21 | 322 | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a las figuras 78 y 79 y a las conclusiones de desbalanceo.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desbalancear los ejes 1, 2 y 3 por separado con masa de 3.1 g a 1500 rpm y a 15 °

Tabla 14 . Séptimo desbalanceo

| | velocidad | ubicación | horizontal | | vertical | | lámpara | |
|----------|-----------|-----------|----------------------|--------------|----------------------|--------------|------------------|-------------|
| | 1500 rpm | punto | amplitu d μ m | Fas e (°) | amplitu d μ m | Fas e (°) | Velocidad rpm | Fase (°) |
| original | EJE 1 | 1 | 87,35 | 33 | 140,3 | 24 | 1502 rpm | 80 |
| | 1502 | 2 | 71,46 | 233 | 82,9 | 160 | | |
| | EJE 2 | 1 | 63,03 | 35,2 | 133,3 | 246 | 1535 rpm | 285 |
| | 1535 | 2 | 99,18 | 213 | 74,06 | 310 | | |
| | EJE 3 | 1 | 110,6 | 242 | 88,24 | 343 | 1476 rpm | 265 |
| | 1476 | 2 | 107,7 | 108 | 58,35 | 259 | | |
| | EJE 1 | m=3.1(15) | 60,73 | 34,3 | 88,07 | 342 | 1548 rpm | 222 |
| | 1548 rpm | 2 | 62,4 | 299 | 88,89 | 146 | | |
| | EJE 2 | 1 | 43,67 | 176 | 103,5 | 232 | 1582 rpm | 20 |
| | 1582 rpm | 2 | 66,91 | 234 | 112,3 | 139 | | |
| | EJE 3 | 1 | 85,34 | 273 | 84,6 | 326 | 1520 rpm | 257 |

| | | | | | | | |
|----------|-----------|-------|------|-------|------|----------|-----|
| 1520 rpm | 2 | 54,87 | 120 | 100,4 | 272 | | |
| EJE 1 | 1 | 46,47 | 73,6 | 72,78 | 323 | 1550 rpm | 94 |
| 1550 rpm | m=3.1(15) | 59,69 | 257 | 68,54 | 154 | | |
| EJE 2 | 1 | 29,58 | 241 | 85,15 | 201 | 1586 rpm | 315 |
| 1586 rpm | 2 | 65 | 180 | 103,5 | 223 | | |
| EJE 3 | 1 | 60,47 | 186 | 107,4 | 278 | 1515 rpm | 60 |
| 1515 rpm | 2 | 50,06 | 180 | 66,67 | 270 | | |
| EJE 1 | 1 | 100,8 | 94,1 | 91,23 | 33,4 | 1471 rpm | 290 |
| 1471 rpm | 2 | 107,7 | 118 | 43,76 | 210 | | |
| EJE 2 | m=3.1(15) | 40,39 | 271 | 83,66 | 256 | 1520 rpm | 110 |
| 1520 rpm | 2 | 154 | 239 | 204,6 | 219 | | |
| EJE 3 | 1 | 70,8 | 284 | 163,1 | 316 | 1453 rpm | 180 |
| 1453 rpm | 2 | 149,8 | 232 | 188,6 | 273 | | |
| EJE 1 | 1 | 107,4 | 28,8 | 112 | 305 | 1494 rpm | 45 |
| 1494 rpm | 2 | 136,6 | 206 | 112,3 | 144 | | |
| EJE 2 | 1 | 59,82 | 197 | 121,7 | 330 | 1542 rpm | 200 |
| 1542 rpm | m=3.1(15) | 150,2 | 233 | 183,1 | 274 | | |
| EJE 3 | 1 | 56,85 | 319 | 172,9 | 261 | 1476 rpm | 220 |
| 1476 rpm | 2 | 177,2 | 217 | 46,3 | 272 | | |
| EJE 1 | 1 | 60,86 | 101 | 86,98 | 235 | 1533 rpm | 215 |
| 1533 rpm | 2 | 58,35 | 185 | 89,84 | 187 | | |
| EJE 2 | 1 | 69,22 | 187 | 120,2 | 350 | 1570 rpm | 200 |
| 1570 rpm | 2 | 95,95 | 230 | 72,34 | 209 | | |
| EJE 3 | m=3.1(15) | 81,17 | 273 | 80,96 | 331 | 1520 rpm | 55 |
| 1520 rpm | 2 | 90,54 | 114 | 69,68 | 201 | | |
| EJE 1 | 1 | 89,13 | 96,4 | 115,9 | 71,1 | 1534 rpm | 82 |
| 1534 rpm | 2 | 71,03 | 161 | 106,8 | 123 | | |

| | | | | | | | |
|----------|----------------|-------|-----|-------|-----|----------|-----|
| EJE 2 | 1 | 76,78 | 107 | 136,6 | 176 | 1572 rpm | 45 |
| 1572 rpm | 2 | 70,58 | 206 | 96,27 | 260 | | |
| EJE 3 | 1 | 91,92 | 243 | 105,9 | 290 | 1522 rpm | 120 |
| 1522 rpm | m=3.1(15°) | 37,77 | 232 | 92,26 | 263 | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a la figura 80 y a las conclusiones de desbalanceo.

4.1.3.2. Experiencia de desalineamiento. El prototipo permite el desalineamiento de los ejes laterales (ver figura 64), por tanto se prosiguió a desalinear cada uno de los ejes por separado.

Con cada velocidad previamente establecida se tomaron los datos respectivos del comportamiento del prototipo.

Figura 64. Mecanismo de desalineamiento lateral

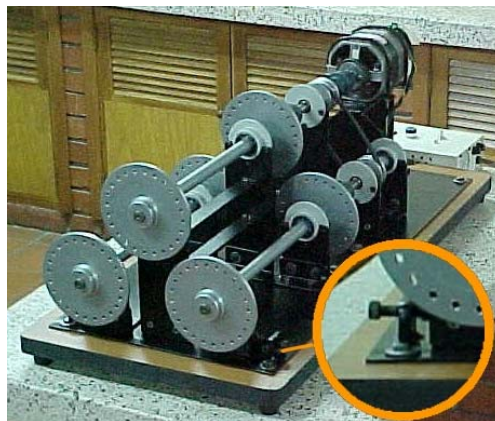
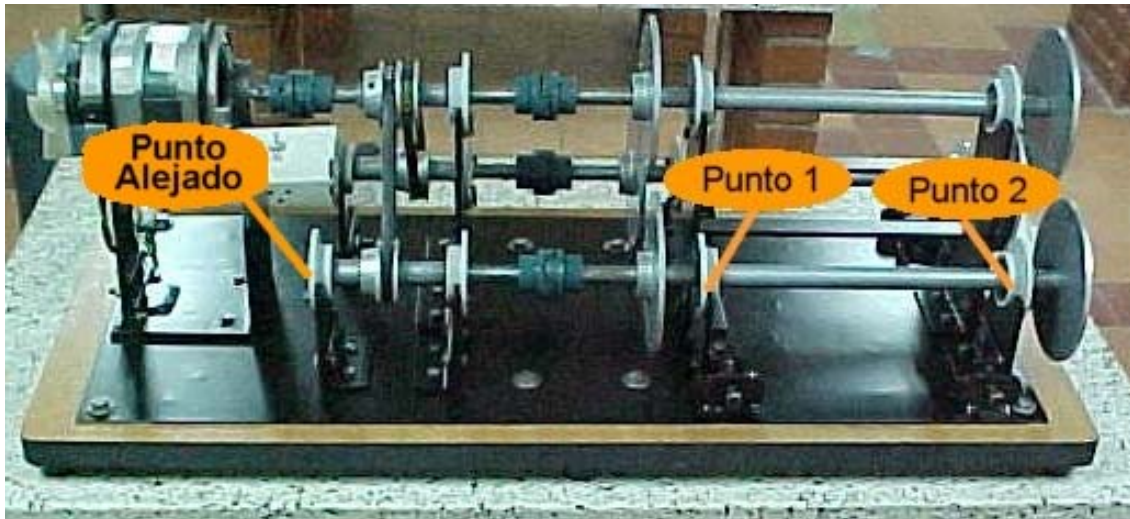


Figura 65. Disposición de los puntos de medición.



A continuación se presentan las tablas de datos con los parámetros de variación. Para esta prueba la medición de la lámpara se realizó un instante después de medir la velocidad con el fototacómetro.

En la siguiente tabla se presentan los datos registrados al desalinearse los ejes 1 y 3 por separado a velocidades de 2000 rpm, 1500 rpm y 1200 rpm.

Tabla 15 . Desalineamiento eje 1

| | RPM | PUNTO | HORIZONTAL | | VERTICAL | | AXIAL | | | AXIAL ALEJADO | | LAMPARA | |
|-------------|-------|-------|------------|---------|----------|---------|----------|----------|---------|---------------|---------|-----------|---------|
| | 2000 | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | VELOCIDAD | FASE |
| | | | micrones | grados° | micrones | grados° | micrones | micrones | grados° | micrones | grados° | rpm | grados° |
| ORIGINAL | | | | | | | (33 hz) | (66 hz) | | | | | |
| | EJE 1 | 1 | 59,69 | 335 | 25,11 | 267 | 68,54 | 12,71 | 6,16 | | | 2004 | 0 |
| | | 2 | 65,24 | 190 | 44,83 | 337 | 29,64 | 18,25 | 153 | | | | |
| | EJE 2 | 1 | 157,6 | 22,9 | 34,5 | 279 | 128,5 | 7,106 | 158 | | | 2049 | 55 |
| | | 2 | 100,8 | 304 | 47,14 | 210 | 76,99 | 3,069 | 335 | | | | |
| | EJE 3 | 1 | 55,96 | 253 | 64,35 | 358 | 103,1 | 25,88 | 156 | | | 1964 | 350 |
| | 2 | 35,29 | 261 | 53,66 | 288 | 69,68 | 18,16 | 354 | | | | | |
| DESALINEADO | EJE 1 | 1 | 24,9 | 322 | 50,43 | 328 | 34 | 29,27 | 200 | 26,54 | 163 | 2042 | 300 |
| | | 2 | 58,53 | 163 | 44,8 | 198 | 21,75 | 21,81 | 329 | | | | |
| | EJE 1 | 1 | | | | | 18,41 | 29,36 | | | | | |
| | | 2 | | | | | 19,31 | 21,26 | | | | | |
| | EJE 1 | 1 | | | | | 32,66 | 28,81 | | | | | |
| | 2 | | | | | 50,01 | 24,79 | | | | | | |
| ORIGINAL | | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | | | VELOCIDAD | FASE |
| | 1500 | | | | | | 25 hz | 50 hz | | | | | |
| | EJE 1 | 1 | 69,38 | 46,5 | 63,85 | 95,4 | 29,98 | | 12,6 | | | 1520 | 260 |
| | 2 | 82,27 | 148 | 96,6 | 104 | 27,22 | | 211 | | | | | |
| DESALINEADO | EJE 1 | 1 | 73,21 | 89,9 | 101,1 | 302 | 29,45 | 22,63 | 112 | 27,12 | 303 | 1510 | 165 |
| | | 2 | 65 | 207 | 80,46 | 76,5 | 29,45 | 19,85 | 294 | | | | |
| ORIGINAL | | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | | | VELOCIDAD | FASE |
| | 1200 | | | | | | 20 hz | 40 hz | | | | | |
| | EJE 1 | 1 | 61,68 | 16,6 | 47,42 | 300 | 36,46 | 4,43 | 58,5 | | | 1216 | 200 |
| | 2 | 84,54 | 205 | 26,93 | 168 | 19,11 | 3,98 | 194 | | | | | |
| DESALINEADO | EJE 1 | 1 | 51,36 | 303 | 42,62 | 307 | 25,32 | 22,75 | 238 | 18,23 | 152 | 1220 | 260 |
| | | 2 | 79,67 | 125 | 34,65 | 306 | 24,26 | 18,41 | 343 | | | | |
| | | | | | | | 60 hz | 80 hz | | | | | |
| | | | | | | | 5,983 | 5,629 | | | | | |

Tabla 16 . Desalineamiento eje 3

| | RPM | PUNTO | HORIZONTAL | | VERTICAL | | AXIAL | | | AXIAL ALEJADO | | MEDICION | |
|-------------|-------|-------|------------|------|----------|------|----------|----------|------|---------------|--|-----------|------|
| | | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | | | VELOCIDAD | FASE |
| DESALINEADO | 2000 | | | | | | 34 hz | 68 hz | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | 43,61 | 219 | 55,58 | 332 | 99,81 | 33,51 | 223 | | | 2002 | 20 |
| | | 2 | 43,37 | 241 | 33,92 | 318 | 53,34 | 25,42 | 43,1 | | | | |
| ORIGINAL | 1500 | | | | | | 25 hz | 50 hz | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | 33,84 | 215 | 66,44 | 338 | 71,76 | 19,25 | 247 | | | 1514 | 30 |
| | | 2 | 114,9 | 241 | 47,42 | 286 | 40,88 | 7,71 | 42,7 | | | | |
| | | | | | | | 75 hz | | | | | | |
| | | 1 | | | | | 8,265 | | | | | | |
| | | 2 | | | | | 8,125 | | | | | | |
| DESALINEADO | | | | | | | | | | | | | |
| | | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | | | VELOCIDAD | FASE |
| | | | | | | | 25 hz | 50 hz | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | 61,68 | 290 | 75,75 | 249 | 94,18 | 26,54 | 185 | | | 1519 | 65 |
| | | 2 | 123 | 162 | 86,5 | 243 | 53,27 | 7,878 | 71 | | | | |
| ORIGINAL | | | | | | | | | | | | | |
| | | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | | | VELOCIDAD | FASE |
| | | | | | | | 20 hz | 40 hz | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | 46,98 | 264 | 46,41 | 279 | 57,99 | 31,09 | 205 | | | 1206 | 40 |
| | | 2 | 111,9 | 254 | 35,29 | 203 | 43,25 | 11,94 | 30,6 | | | | |
| DESALINEADO | EJE 3 | 1 | 43,87 | 233 | 19,85 | 161 | 53,07 | 13,66 | 202 | | | 1232 | 270 |
| | | 2 | 138,4 | 186 | 35,73 | 347 | 27,12 | 16,84 | 102 | | | | |
| | | | | | | | 60 hz | 80 hz | | | | | |
| | | | | | | | 9,691 | 5,252 | | | | | |
| | | | | | | | 14,22 | 4,558 | | | | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a la figura 81, 82 y 83 y a las conclusiones de desalineamiento.

4.1.3.3. Experiencia de soldura mecánica. Esta experiencia se realizó soldando uno de los dos pernos de cada soporte, considerando que la soldura se debe hacer leve.

A continuación se presenta la tabla correspondiente a los datos tomados en esta experiencia.

Tabla 17. Datos registrados de soldura a velocidades de 2000 rpm, 1700 rpm, 1500 rpm y 800 rpm.

| rpm | punto | horizontal | | Vertical | | axial | | Lámpara | |
|------|------------|------------|--------|----------|--------|----------|--------|-----------|--------|
| | | amplitud | fase | amplitud | fase | amplitud | fase | velocidad | fase |
| | | micrones | grados | micrones | grados | Micrones | grados | rpm | grados |
| | | | ° | s | ° | s | ° | | ° |
| 2000 | 1 | 81,24 | 13,2 | 59,42 | 349 | 108,5 | 31,7 | 2010 | 170 |
| | 2 | 112,7 | 186 | 69,91 | 156 | 55,21 | 223 | | |
| | 1 suelo | 29,27 | | 103,7 | | 19,18 | 4,18 | | |
| | 2 suelo | 82,78 | | 63,53 | | 10,69 | 3,3 | | |
| | | | | | 19 hz | 33 hz | 41 hz | 59 hz | |
| 1196 | 1 | 187 | | | 8,043 | 1,089 | 3,669 | 1,29 | |
| | | | | 9 hz | 20 hz | 33 hz | 41 hz | 59 hz | |
| | 1 | | | 4,5726 | 7,45 | 2,13 | 3,203 | 0,823 | |
| | | | | 10 hz | 20 hz | 26 hz | 33 hz | 41 hz | |
| | 2 | | | 3,959 | 12,58 | 0,883 | 2,387 | 2,407 | |

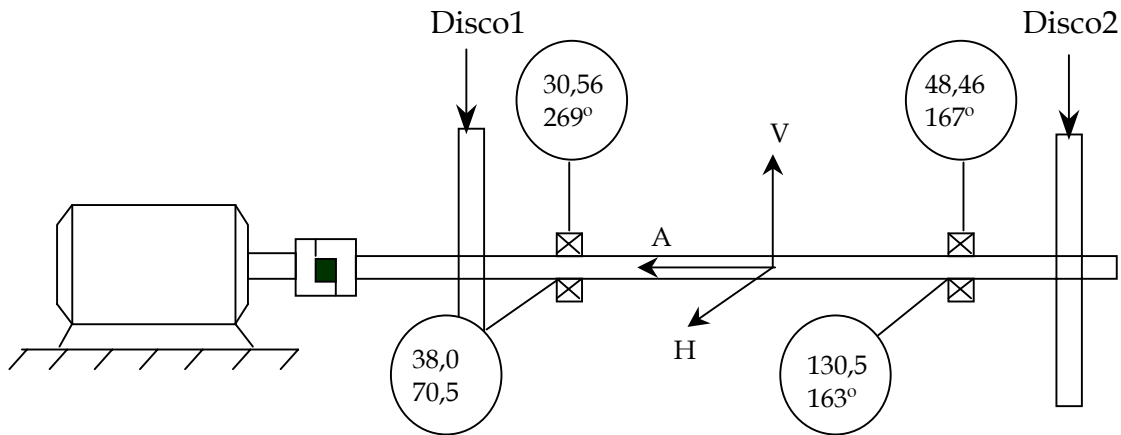
| | | | | | | | | | |
|------|---|-------|------|-------|------|-------|-----|------|-----|
| | | 29 hz | | 29 hz | | 29 hz | | | |
| 1724 | 2 | 183,8 | 125 | 135,4 | 133 | 33,38 | 292 | | |
| | | 57 hz | | 57 hz | | 57 hz | | | |
| | | | | 8,615 | | 2,756 | | | |
| | | 26 hz | | 26 hz | | 26 hz | | | |
| 1524 | 2 | 86,99 | 250 | 68,62 | 84,5 | 23,26 | 314 | 1524 | 220 |
| | | 32 hz | | | | 32 hz | | | |
| | | 4,846 | | | | 2,829 | | | |
| | | 41 hz | | | | 41 hz | | | |
| | | 2,036 | | | | 1,016 | | | |
| | | 51 hz | | 51 hz | | 51 hz | | | |
| | | 7,961 | | 15,33 | | 1,737 | | | |
| | | 14 hz | | 14 hz | | 14 hz | | | |
| 818 | 2 | 43,97 | 66,1 | 6,145 | 24,9 | 6,343 | 184 | 818 | 40 |
| | | 27 hz | | 27 hz | | 27 hz | | | |
| | | 4,42 | | 6,145 | | 3,658 | | | |
| | | 42 hz | | 42 hz | | | | | |
| | | 1,269 | | 5,816 | | | | | |
| | | 50 hz | | 50 hz | | | | | |
| | | 2,964 | | 7,019 | | | | | |

Para complementar los resultados de la tabla remítase a las conclusiones de soldura mecánica.

4.1.4. Análisis de los datos obtenidos. Se registran los datos obtenidos en la experiencia de desbalanceo en graficas y se realiza el análisis correspondiente.

4.1.4.1. Experiencia de desbalanceo. A continuación se presentan las figuras de las experiencias realizadas.

Figura 66. Desbalanceo del disco 1 del eje 1 con una masa de 11,5 g a 2000 rpm

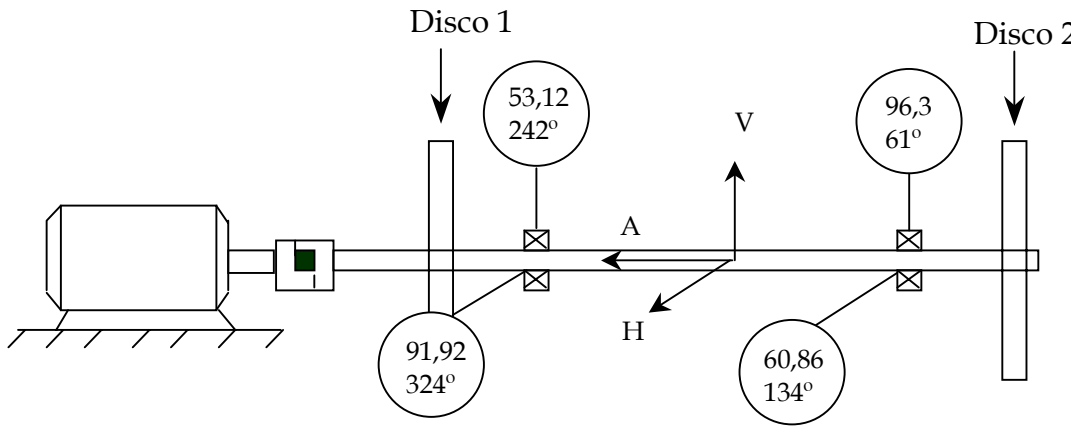


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $38,08\mu\text{m} > 30,56\mu\text{m}$ y $130,5\mu\text{m} > 48,46\mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $269^\circ - 167^\circ = 102^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $163^\circ - 70,5^\circ = 92,5^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $102^\circ - 92,5^\circ = 9,5^\circ$

Figura 67. Desbalanceo del disco 2 del eje 1 con una masa de 0.9 g

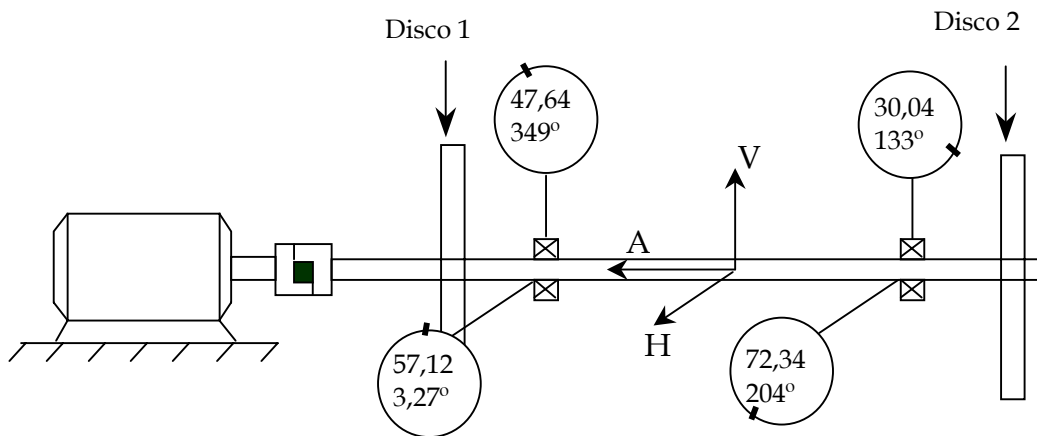


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $91,92\mu\text{m} > 53,12\mu\text{m}$ y $60,86\mu\text{m} > 46,3\mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $242^\circ - 6^\circ = 181^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $324^\circ - 134^\circ = 190^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $190^\circ - 181^\circ = 9^\circ$

Figura 68. Desbalanceo del disco 1 del eje 1 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm

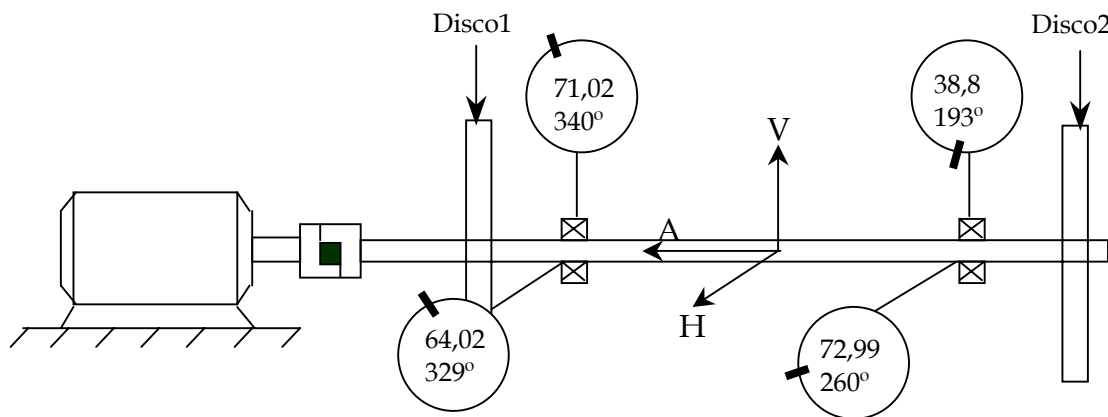


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $57,12 \mu\text{m} > 47,64 \mu\text{m}$ y $72,34 \mu\text{m} > 30,04 \mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $349^\circ - 133^\circ = 216^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $204^\circ - 3,27^\circ = 200,73^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $216^\circ - 200,73^\circ = 15,27^\circ$
(dentro de la posición de reloj de aproximadamente 30°)

Figura 69. Desbalanceo del disco 2 del eje 1 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm

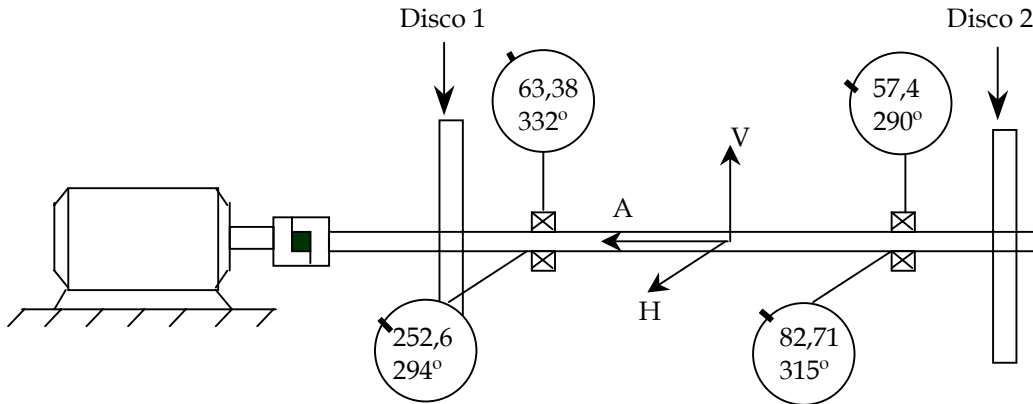


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $64,02 \mu\text{m} = 71,02 \mu\text{m}$ y $72,99 \mu\text{m} > 38,8 \mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $340^\circ - 193^\circ = 147^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $329^\circ - 260^\circ = 69^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $147^\circ - 69^\circ = 78^\circ$

Figura 70. Desbalanceo del disco 2 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm



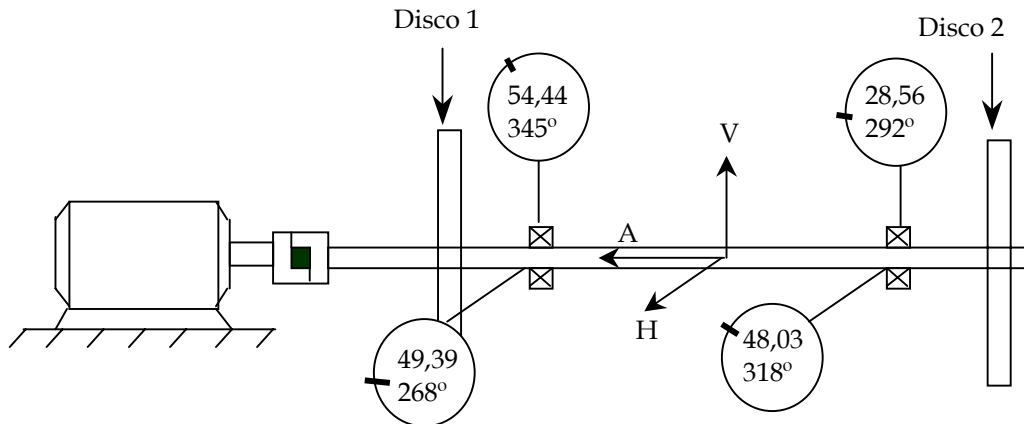
Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales

$$252,6 \mu\text{m} > 67,38 \mu\text{m} \text{ y } 82,71 \mu\text{m} > 57,4 \mu\text{m}$$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $332^\circ - 290^\circ = 42^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $315^\circ - 294^\circ = 21^\circ$.

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $42^\circ - 21^\circ = 21^\circ$

Figura 71. Desbalanceo del disco 1 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm

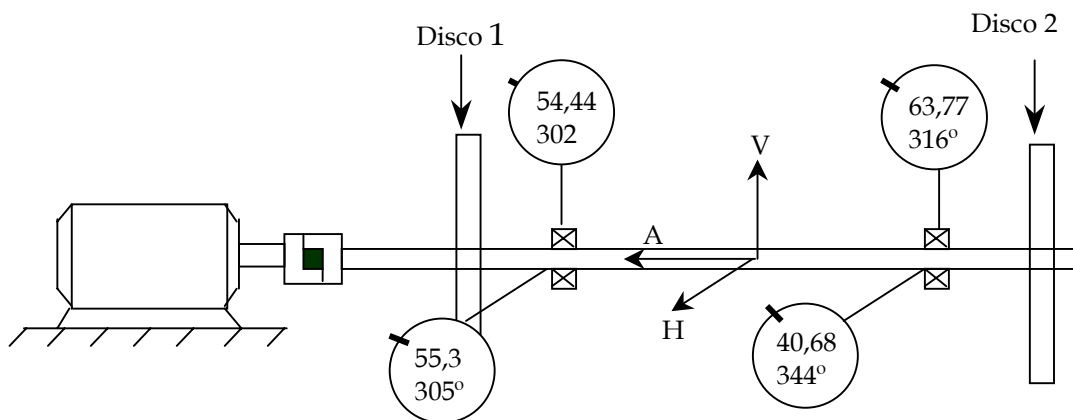


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $49,39 \mu\text{m} < 54,44 \mu\text{m}$ y $48,03 \mu\text{m} > 28,56 \mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $345^\circ - 292^\circ = 53^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $318^\circ - 268^\circ = 50^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $53^\circ - 50^\circ = 3^\circ$

Figura 72. Desbalanceo del disco 2 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 2000 rpm

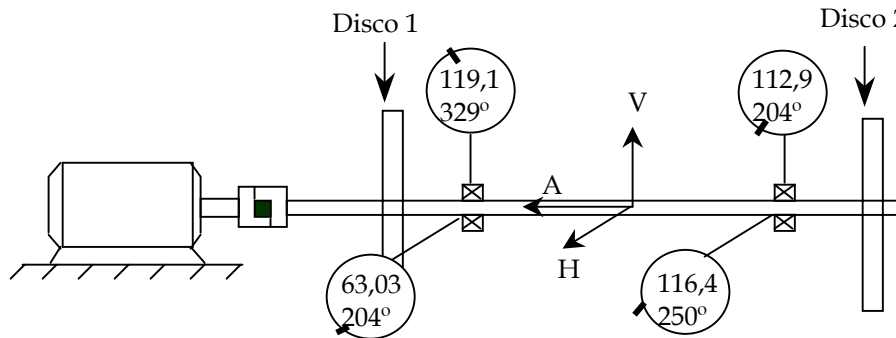


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales. $55,3 \mu\text{m} > 54,44 \mu\text{m}$ y $41,68 \mu\text{m} > 63,77 \mu\text{m}$.

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $316^\circ - 302^\circ = 14^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $344^\circ - 305^\circ = 39^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $39^\circ - 14^\circ = 25^\circ$

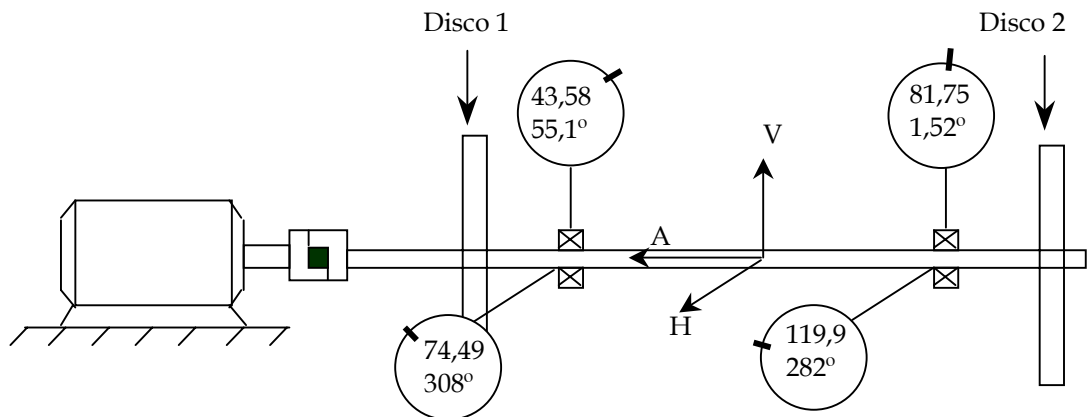
Figura 73. Desbalanceo del disco 1 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 1500 rpm



Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $63,03 \mu\text{m} < 119,1 \mu\text{m}$ y $116,4 \mu\text{m} > 112,9 \mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $329^\circ - 204^\circ = 125^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $250^\circ - 204^\circ = 46^\circ$. La diferencia de fase entre las dos direcciones es $125^\circ - 46^\circ = 79^\circ$

Figura 74. Desbalanceo del disco 1 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm



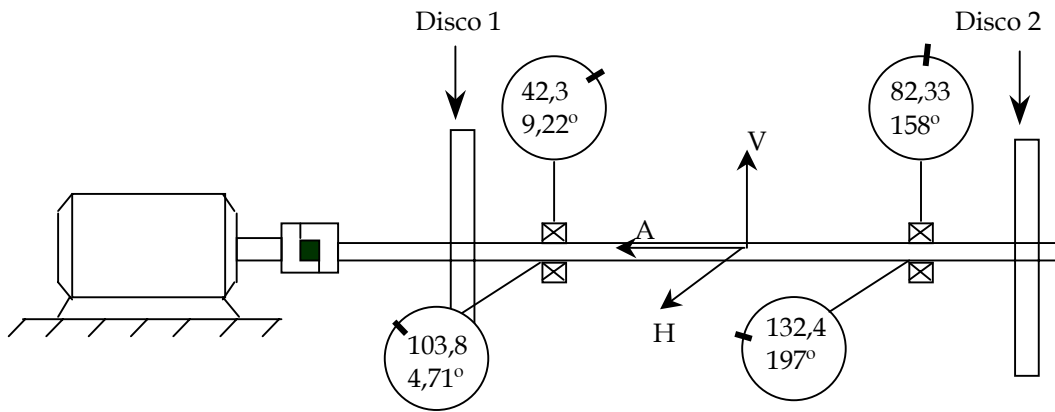
Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales

$$74,49 \mu\text{m} > 43,58 \mu\text{m} \text{ y } 119,9 \mu\text{m} > 81,75 \mu\text{m}$$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $55,1^\circ - 1,52^\circ = 53,58^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $308^\circ - 282^\circ = 26^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $53,58^\circ - 26^\circ = 27,58^\circ$

Figura 75. Desbalanceo del disco 2 del eje 2 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm



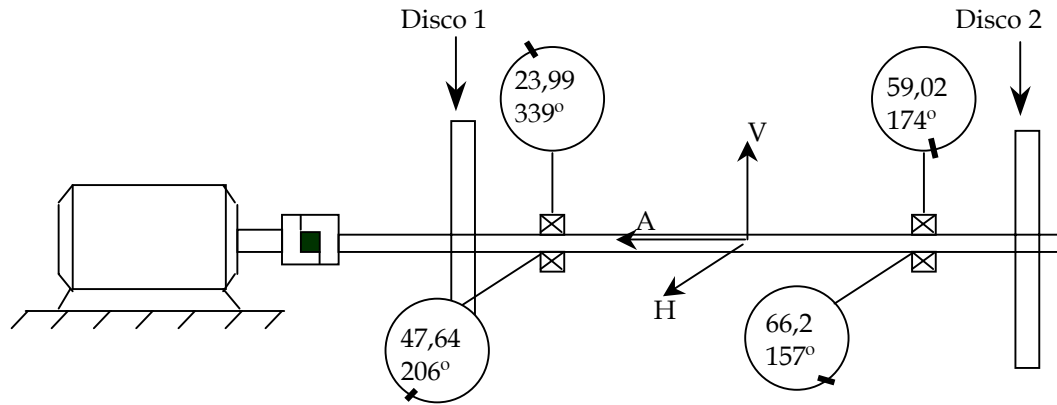
Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales

$$103,8 \mu\text{m} > 42,3 \mu\text{m} \text{ y } 132,4 \mu\text{m} > 82,33 \mu\text{m}$$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $158^\circ - 9,22^\circ = 148,78^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $197^\circ - 4,71^\circ = 192,29^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $192,29^\circ - 148,78^\circ = 43,51^\circ$

Figura 76. Desbalanceado el disco 1 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm

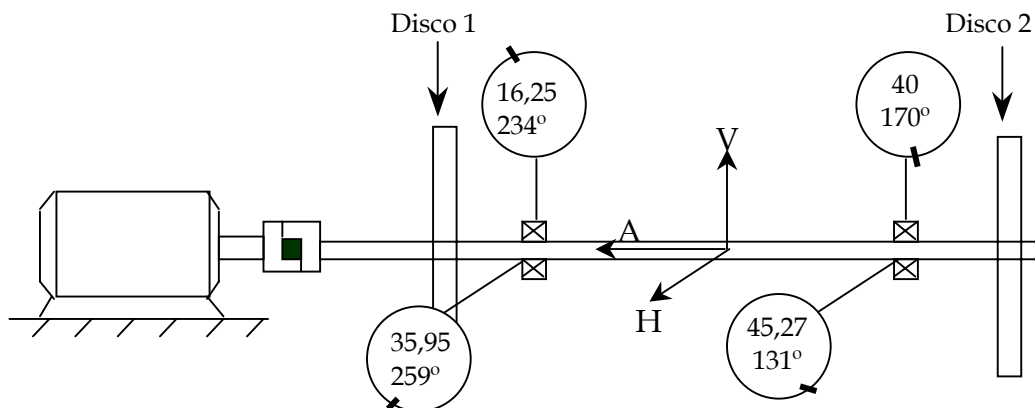


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $47,64\mu\text{m} > 23,99\mu\text{m}$ y $66,2\mu\text{m} > 59,02\mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $339^\circ - 174^\circ = 165^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $206^\circ - 157^\circ = 49^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $165^\circ - 49^\circ = 116^\circ$

Figura 77. Desbalanceado el disco 2 del eje 3 con una masa de 1.3 g a 1200 rpm

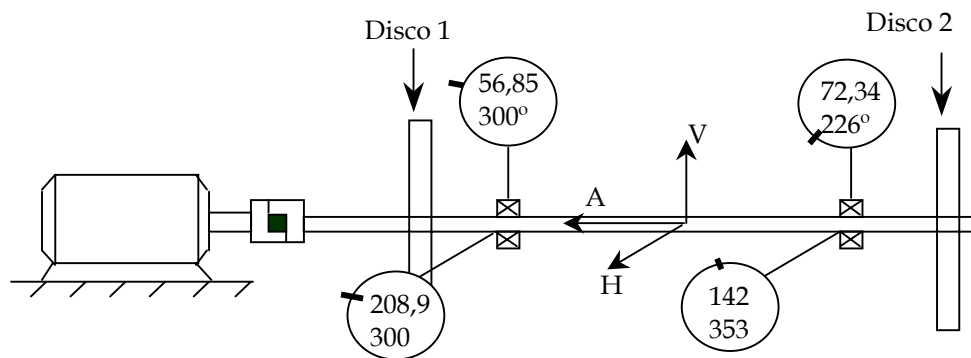


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales. $35,95\mu\text{m} > 16,25\mu\text{m}$ y $45,27\mu\text{m} > 40\mu\text{m}$.

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $234^\circ - 170^\circ = 64^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $259^\circ - 131^\circ = 128^\circ$.

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $128^\circ - 64^\circ = 64^\circ$

Figura 78. Desbalanceado el disco 1 del eje 2 con una masa de 3.1 g a 2000 rpm

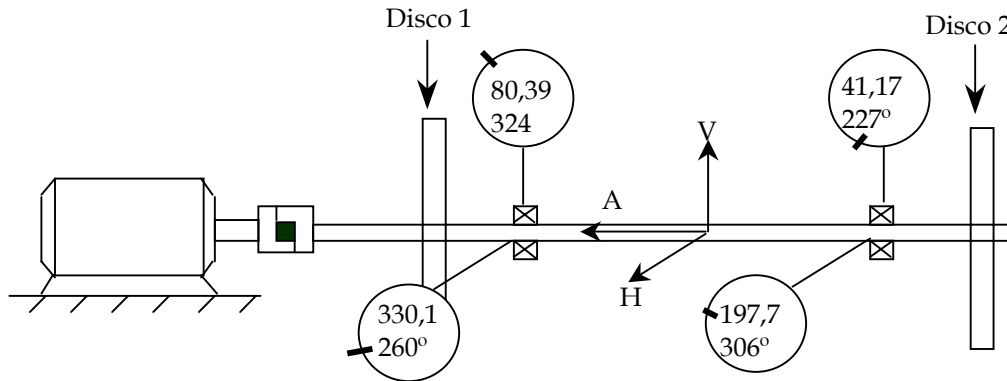


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales. $208,9\mu\text{m} > 56,85\mu\text{m}$ y $142\mu\text{m} > 72,34\mu\text{m}$.

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $300^\circ - 226^\circ = 74^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $353^\circ - 300^\circ = 53^\circ$.

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $74^\circ - 53^\circ = 21^\circ$

Figura 79. Desbalanceo del disco 1 del eje 2 con una masa de 3.1 g a 2000 rpm

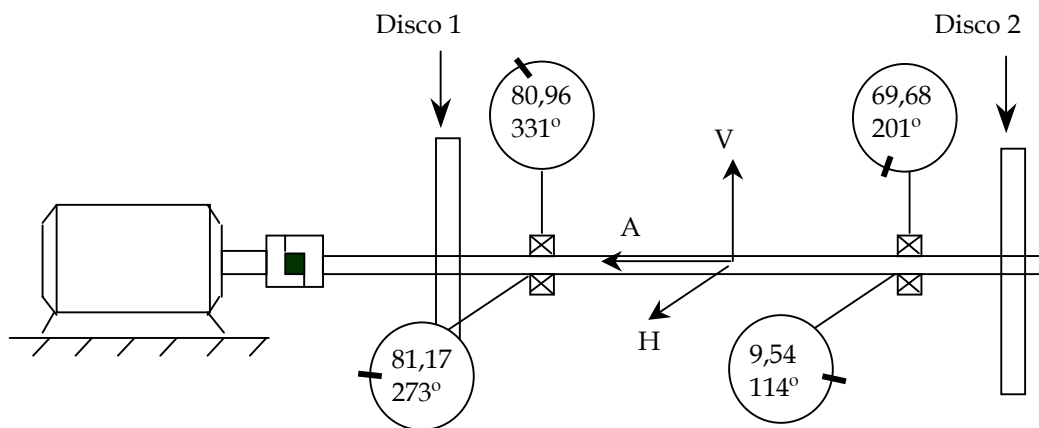


Las amplitudes horizontales son mayores que las verticales
 $330,1 \mu\text{m} > 80,39 \mu\text{m}$ y $197,7 \mu\text{m} > 41,17 \mu\text{m}$

La diferencia de la relación de fase entre las direcciones verticales es $324^\circ - 227^\circ = 97^\circ$ y la diferencia de la relación de fase entre las direcciones horizontales es $306^\circ - 260^\circ = 46^\circ$

La diferencia de fase entre las dos direcciones es $97^\circ - 46^\circ = 51^\circ$

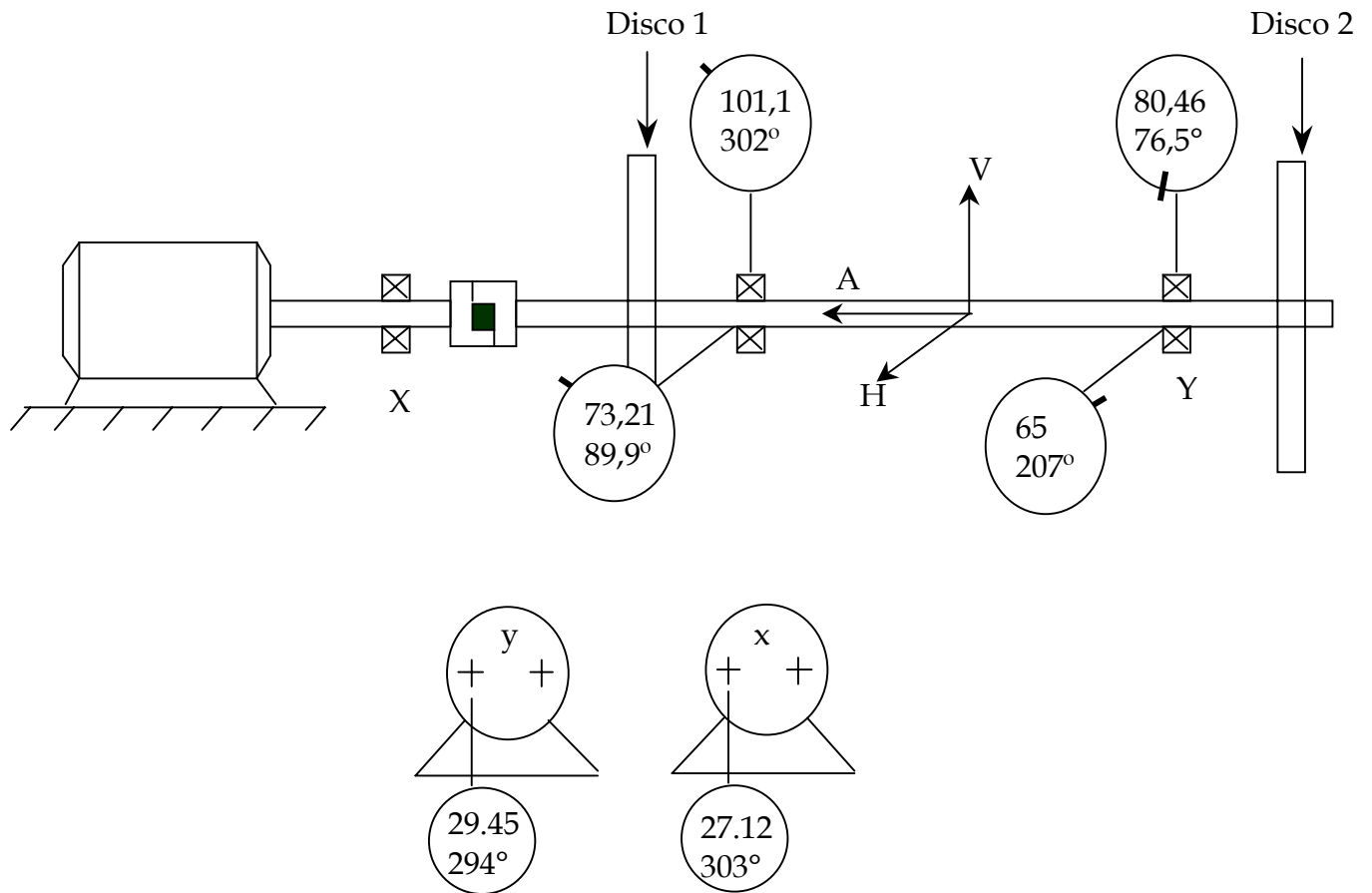
Figura 80. Desbalanceo del disco 1 eje 3 masa 3.1 g a 1500 rpm



La relación de fase axial entre los puntos x y debe estar cercana a los 0° o 180°

Relación entre x y $329^\circ - 163^\circ = 166^\circ \cong 180^\circ$

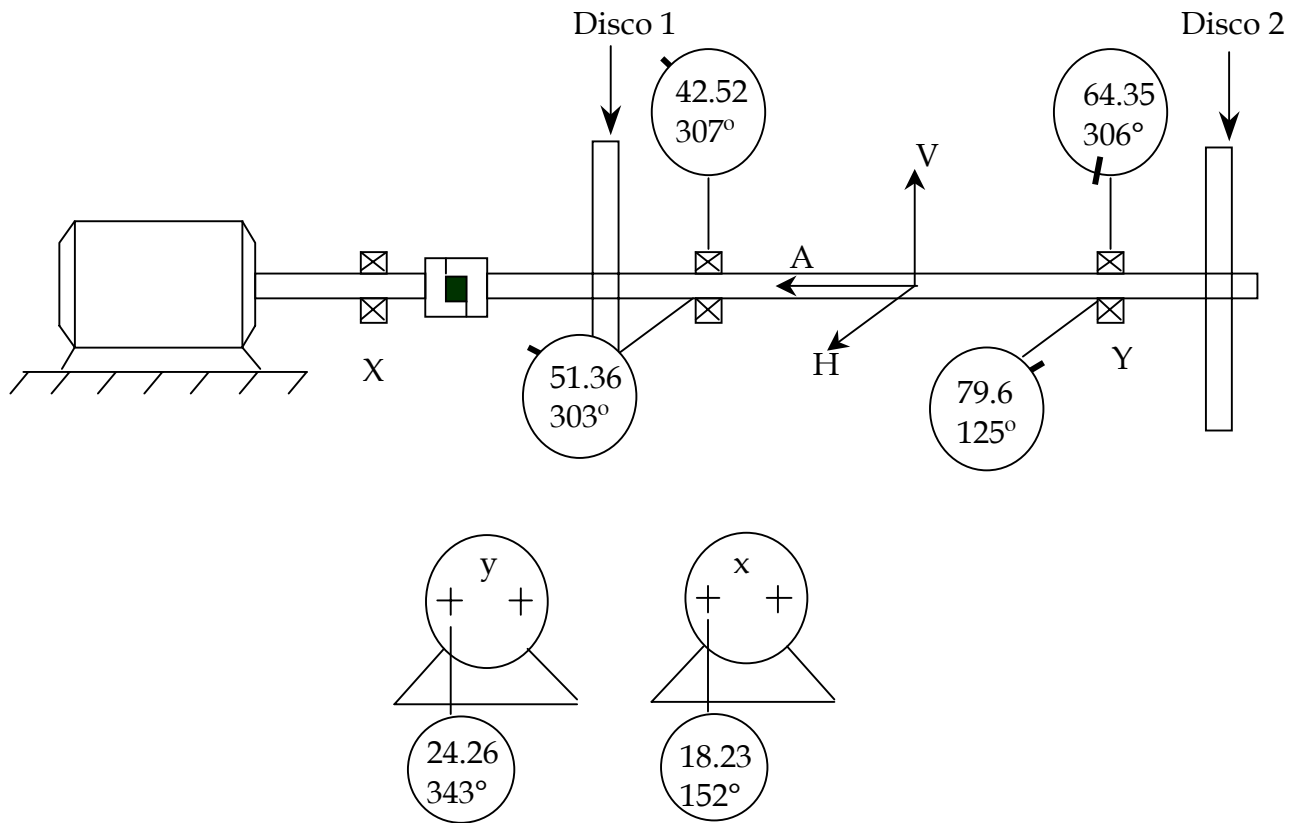
Figura 82. Desalineado eje 1 a 1500 rpm



La relación de fase axial entre los puntos x y debe estar cercana a los 0° o 180°

Relación x y $303^\circ - 204^\circ = 9^\circ \cong$ valor aproximado a 0°

Figura 83. Desalineado eje 1 a 1200 rpm



La relación de fase axial entre los puntos x y debe estar cercana a los 0° o 180°

$$343^\circ - 152^\circ = 191^\circ \cong 180^\circ$$

4.1.4.3. Experiencia de soldadura mecánica. En los datos registrados de soldadura se observan amplitudes considerables en la dirección axial, medidas a diferentes frecuencias.

Las mediciones de fase no guardan relación cuando se suelta un tornillo de sujeción o perno, comparadas con las mediciones originales del eje.

4.1.5. Conclusiones

4.1.5.1. Desbalanceo.

- En la experiencia de desbalanceo, las relaciones de fase de las mediciones obtenidas en las direcciones horizontal y vertical del punto 1 y el punto 2, registraron que las diferencias de dichas relaciones estaban fuera de fase entre sí 30° a 60° , dentro de la posición de reloj.

- Las mediciones registradas en el desbalanceo arrojaron además, que los modos de agitación vertical y los modos de agitación horizontal son muy similares. Esto se refiere tanto a las relaciones de fase como a las de amplitud.

- En general, en la experiencia de desbalanceo las amplitudes horizontales son mayores que las amplitudes verticales.

4.1.5.2. Desalineamiento.

- En la experiencia de desalineamiento, las mediciones tomadas axialmente entre los puntos de comparación arrojaron relaciones de fuera de fase entre sí entre 0° y 180° aproximadamente.

- En la experiencia de desalineamiento la mayoría de veces se observó que las amplitudes horizontales eran mayores que las amplitudes verticales, sin embargo en algunos casos las amplitudes verticales eran mayores que las horizontales tomadas en ambos puntos.

4.1.5.3. Soltura Mecánica.

- En la experiencia de soldadura mecánica se observaron amplitudes considerables en la dirección axial.
- En esta misma experiencia se observó que las mediciones no guardan relación alguna en cuanto a la fase se refiere.
- Esta prueba no se realizó repetitivamente por ser muy destructiva y peligrosa, debido a que es muy notorio cuando algo se encuentra suelto. Caso contrario ocurre cuando hay una carcasa que protege los elementos del conjunto y al personal que se encuentra cercano al prototipo en el cual se está trabajando.

5. MANUAL DE EXPERIMENTACIÓN

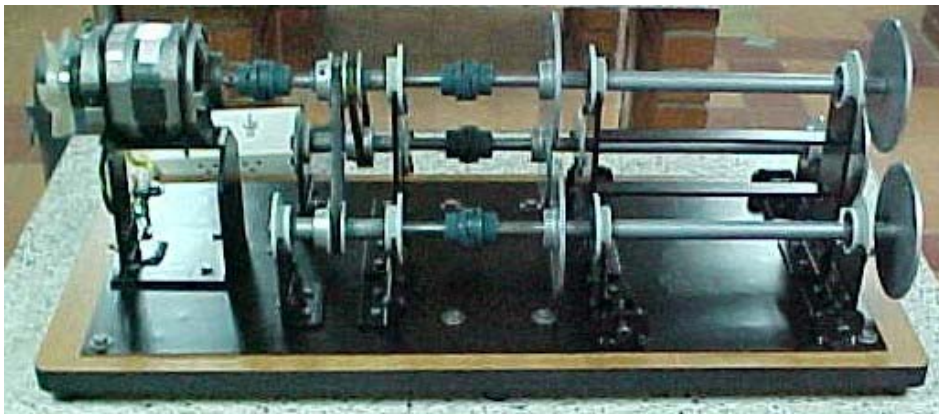
5.1. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE EXPERIMENTACIÓN

Este sistema de experimentación está compuesto por un módulo electrónico que controla un motor de velocidad variable, el cual transmite su potencia por medio de un acople de cruceta a un eje principal compuesto, en el cual se encuentra montado una polea doble y dos discos de desbalanceamiento. Por medio de bandas trapezoidales se transmite movimiento a otras dos poleas laterales acopladas cada una a un eje secundario compuesto, donde van montados dos discos de desbalanceamiento por eje y además se cuenta con un sistema de desalineamiento por cada eje secundario.

El movimiento entre eje - motor y eje - eje se transmite por medio de acoples de cruceta (ver figura 84).

En el extremo de cada eje compuesto se halla montado un disco de referencia angular, utilizado para medir los ángulos de fase en las diferentes experiencias.

Figura 84. Prototipo



Como se observa en la foto, el eje principal está integrado por dos ejes, el primero está directamente acoplado al motor, sobre él está instalada la polea doble y está soportado por una platina sobre la que está montado un porta-rodamiento, el segundo eje acoplado a éste está soportado por una base con dos porta-rodamientos y sobre éste están montados los discos.

Cada eje secundario compuesto está constituido por dos ejes, sobre el primero se encuentra instalada una polea simple, el cual está soportado por dos platinas cada una con un porta-rodamiento respectivamente. El segundo eje acoplado al primero está soportado igualmente que el anterior y alberga dos discos de desbalanceamiento, además posee un mecanismo de desalineamiento lateral, compuesto de un tornillo, un soporte fijo y un soporte de platina. El tornillo fijo axialmente al soporte estático desplazará el soporte de platina ejerciendo fuerza al girarlo.

5.1.1. Objetivos del sistema de experimentación

- Diagnosticar las fallas presentes en el sistema de experimentación por el método de análisis de fase a partir de la inducción de anomalías tales como desbalanceo, desalineamiento y soldadura mecánica.
- Corroborar los datos obtenidos en las experiencias para determinar cada falla a partir de las pautas teóricas de análisis de fase en maquinaria rotativa.

5.2. INSTRUMENTOS Y ACCESORIOS

5.2.1. Instrumentos de medición. Para realizar la experimentación se requieren los siguientes instrumentos:

- Analizador CSI modelo 2117, previamente cargado.
- Foto tacómetro infrarrojo modelo 404.
- Acelerómetro CSI 350.

Figura 85. Analizador, foto tacómetro y acelerómetro



- Lámpara estroboscópica digital modelo DT – 2249.

Figura 86. Lámpara estroboscópica



5.3. MARCO TEÓRICO

Existe un gran número de problemas en maquinaria rotativa como son:

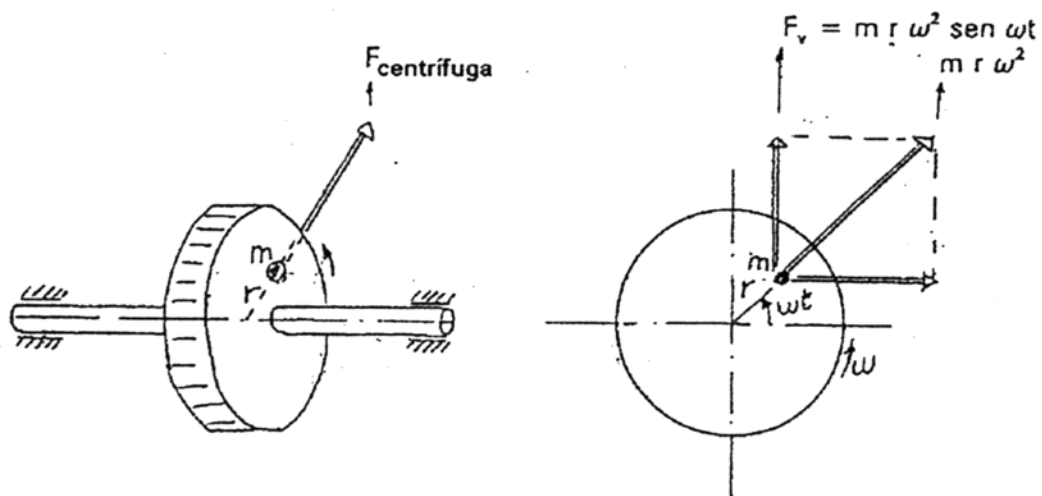
- Desbalanceamiento.
- Desalineamiento.
- Resonancia.
- Eje doblado.
- Soltura mecánica.
- Problemas eléctricos en motores.
- Problemas con poleas excéntricas y desalineadas.

Para el diagnóstico de fallas en maquinaria rotativa se hace necesario el uso de métodos alternativos que discriminen más fácilmente estos problemas. El método de análisis basado en la fase es uno de ellos. Consiste en la observación del cambio de fase entre puntos extremos de la máquina. La medición del ángulo de fase se hace por medio del analizador o de la lámpara estroboscópica. Con el analizador, el acelerómetro y el fototacómetro se toman las mediciones entre dos puntos de la máquina, obteniéndose datos como velocidad de rotación, fase y amplitud. Con la lámpara estroboscópica es necesario colocar una marca de referencia sobre el disco y exponiéndolo a los destellos de luz, se puede medir el ángulo de fase, entre la marca detenida producto de la luz con un punto fijo en los discos de referencia angular montados en los extremos de cada eje, así como la velocidad de rotación del rotor medida por la lámpara. A continuación se describirán las fallas que se inducirán en el sistema de experimentación.

5.3.1. Desbalanceo de rotores. El desbalanceo en rotores es una de las causas más comunes de vibración de las máquinas. Es la causa más común

de altas vibraciones radiales a frecuencias de rotación del rotor. El desbalanceo es una condición donde el centro de masa del disco no es coincidente con su centro de rotación. Esto es comúnmente visto como “un punto pesado” imaginario sobre el rotor, representado por una masa m a una cierta distancia r (ver figura 87).

Figura 87. Disco desbalanceado: centro de masas no está en el eje de rotación



Al girar el rotor se genera una fuerza centrífuga radial hacia fuera (esto es similar a hacer girar una piedra atada a un cordel, donde la fuerza centrífuga que se genera tensa el cordel) , lo que hace que el eje del rotor se flecte y la fuerza sea transmitida a los descansos de la máquina.

Para el análisis de fase se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Si los modos de vibración horizontal y vertical son similares, la fase revela desbalanceo.

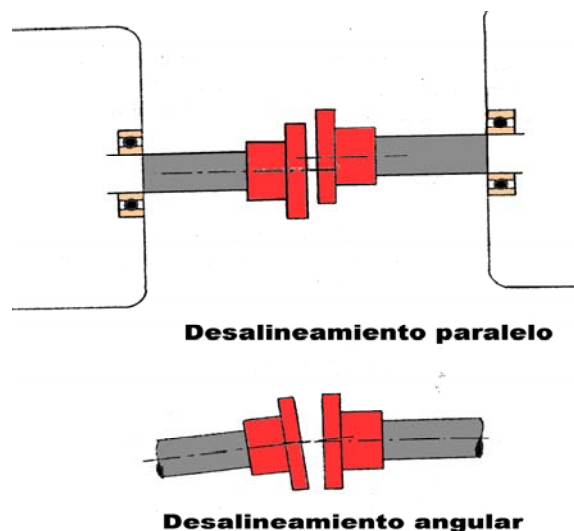
- Si las mediciones verticales en los cojinetes izquierdo y derecho, están 180° fuera de fase, las mediciones horizontales izquierda y derecha, deberán estar aproximadamente 180° fuera de fase entre sí.

- Las relaciones de fase entre un apoyo y otro apoyo medidos en la misma dirección para un desbalanceo, deberán estar dentro de 30° en fase o a 180° fuera de fase entre si; o cualquier otra relación de fase $45^\circ, 60^\circ, 92^\circ$, etc, se repetirá aproximadamente en la otra dirección.

- Se podría diagnosticar desbalanceo cuando las relaciones de amplitud del modo vertical y horizontal sean similares o hasta máximo 2 veces mayor, la horizontal que la vertical.

5.3.2. Desalineamiento de acoplamientos. El desalineamiento de acoplamientos es una condición donde los ejes de la máquina conductora y conducida no están en la misma línea de centros. La condición de no coaxialidad puede ser desalineamiento paralelo o desalineamiento angular, (ver figura 89).

Figura 88. Formas de desalineamiento



La condición más común es una combinación de ambos. El desalineamiento de acoplamientos se puede producir por :

- Problemas de montaje. Los ejes quedan desalineados al instalarlos.
- Problemas durante su operación. Máquinas con ejes inicialmente alineados pierden su alineación durante su operación debido a problemas como: asentamiento de fundaciones, esfuerzos producidos por deformaciones en cañerías, dilataciones desiguales de la máquina, deformaciones iguales bajo carga, etc.

Para el análisis de fase se debe tener en cuenta lo siguiente:

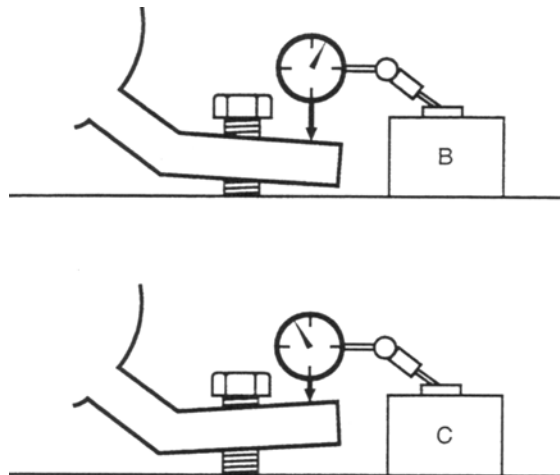
- Para el desalineamiento, no hay relación alguna entre la manera en que vibra un rotor verticalmente en comparación con la manera en que vibra horizontalmente. El mismo eje puede estar en la dirección vertical en desalineamiento angular y estar en la dirección horizontal en desalineamiento paralelo, o pueden existir desalineamiento angular y paralelo al mismo tiempo.
- No sólo los modos de vibración pueden ser muy diferentes, sino que las amplitudes pueden diferir considerablemente. En la mayoría de los casos, el desalineamiento se muestra principalmente en una dirección y no en la otra. Otra posibilidad es que las fuerzas producidas por el desalineamiento angular se sumen con las fuerzas producidas por el desalineamiento paralelo o compensado, luego las resultantes pueden no estar en 0° o 180° fuera de fase. Por esta razón, se deben comparar las relaciones de fase del acople. Si la fase está a 0° ó 180° los síntomas son muy fuertes.

5.3.3. Soltura mecánica. Dentro de la soltura mecánica se contemplan los siguientes casos:

- Pernos de sujeción de la máquina a la base sueltos
- Juego radial excesivo en los descansos hidrodinámicos o rodamientos
- Grieta en la estructura de la máquina o en el pedestal que soporta el descanso
- Rotor suelto en el eje o con insuficiente ajuste por interferencia
- Otros componentes de la máquina sueltos
- Insuficiente apriete en la camisa del descanso

Una técnica adecuada para confirmar solturas mecánicas es medir amplitud y fase de las vibraciones en varios puntos de la máquina, soporte y fundaciones. Las medidas serán más altas o tendrán cambios de valor bruscos en la dirección y vecindad de la soltura.

Figura 89. Patas sueltas en maquinaria



5.4. EXPERIENCIAS.

5.4.1. Procedimiento para desbalanceo.

1. Ubicar los sensores.
2. Conectar el módulo electrónico de control al motor y a la toma de la red 120 VAC.
3. Encender el motor y el ventilador en el módulo.
4. Definir una velocidad de rotación.

- Excitar el sistema hasta alcanzar la velocidad a través del módulo electrónico de control.

- Con la lámpara estroboscópica hallar la velocidad de rotación del sistema y medir la fase instantánea sobre los discos de referencia.

- Por medio del analizador se obtienen los datos de amplitud y fase original de los apoyos del eje en dirección horizontal y vertical en el cual se va a inducir la falla.

- Obtener las mediciones de amplitud y fase en dirección vertical y horizontal en los otros dos ejes.

- Seleccionar una masa y pesarla en la balanza mecánica.

- Colocar la masa en uno de los discos a una posición angular determinada y repetir los numerales 7 y 8.

- Documentar la experiencia en la tabla de mediciones para desbalanceo.

NOTA:

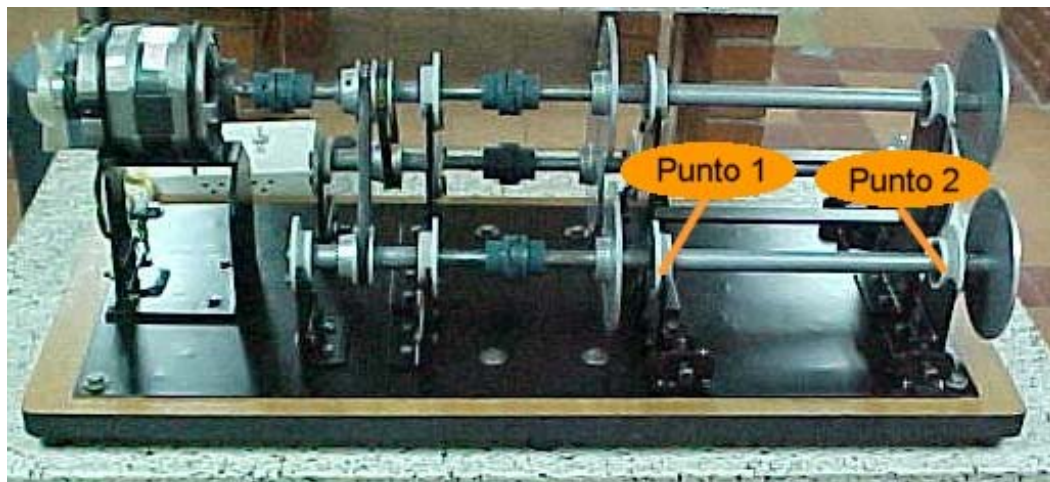
Se debe asegurar que los sensores se encuentren en sus posiciones correctas: la señal del foto tacómetro se debe encontrar en posición horizontal enfocando la marca de referencia ubicada en el eje, la ubicación y dirección del acelerómetro debe mantenerse estable en los puntos de toma de datos.

Además el motor y la lámpara estroboscópica deben trabajar por cortos intervalos de tiempo (no exceder de 15 minutos, con periodos de descanso de 5 minutos).

La fase se puede medir o determinar de la siguiente forma. Se necesitan dos operarios para medir fase.

El primer operario mide con el analizador y el foto tacómetro, mientras el segundo operario sostiene el acelerómetro, para medir velocidad y fase del eje. Después el segundo operario pasa a medir con la lámpara estroboscópica la fase sobre el disco de referencia angular. Se debe medir en el analizador en el parámetro de desplazamiento y en nivel pico debido a que es la medida más óptima, si no es así, se debe realizar la correspondiente conversión de nivel para comparar con la base de datos registrada en el libro del proyecto.

Figura 90. Señalización de los puntos utilizados en al experiencia de desbalanceo.



5.4.1.1. Tabla de mediciones para desbalanceo

Tabla 18. Experiencia de desbalanceo

| | velocidad | ubicación | horizontal | | vertical | | lámpara | | |
|-------------|-------------|-----------|---------------|----------------|---------------|----------------|-----------|----------------|--|
| | | punto | amplitud | fase | amplitud | fase | velocidad | fase | |
| | rpm | | μm | ($^{\circ}$) | μm | ($^{\circ}$) | rpm | ($^{\circ}$) | |
| ORIGINAL | EJE 1 | 1 | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |
| | EJE 2 | 1 | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |
| | DESBALANCEO | EJE 1 | M = | | | | | | |
| | | | 2 | | | | | | |
| | | EJE 2 | 1 | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |
| EJE 3 | | 1 | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |
| DESBALANCEO | | EJE 1 | 1 | | | | | | |
| | | | M = | | | | | | |
| | | EJE 2 | 1 | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | |

5.4.2. Procedimiento para desalineamiento.

1. Ubicar los sensores.
2. Conectar el módulo electrónico de control al motor y a la toma de la red 120 VAC.
3. Encender el motor y el ventilador en el módulo.
4. Definir una velocidad de rotación.
5. Excitar el sistema hasta alcanzar la velocidad a través del módulo electrónico de control.
6. Con la lámpara estroboscópica hallar la velocidad de rotación del sistema y medir la fase instantánea sobre los discos de referencia.
7. Por medio del analizador se obtienen los datos de amplitud y fase original de los apoyos del eje en dirección horizontal y vertical en el cual se va a inducir la falla.
8. Obtener las mediciones de amplitud y fase en dirección vertical y horizontal en los otros dos ejes.
9. Se induce desalineamiento en un eje, por medio del tornillo de desalineamiento ubicado en la parte lateral de los apoyos.
10. Repetir los numerales 7 y 8, registrando las mediciones axiales en las frecuencias más representativas.
11. Documentar la experiencia en la tabla de mediciones para desalineamiento.

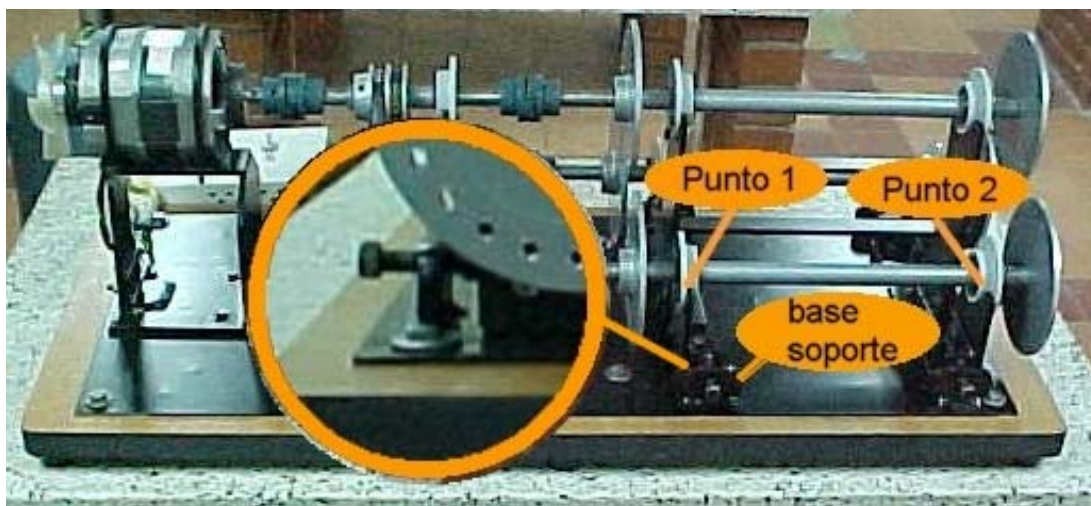
NOTA:

Se debe asegurar que los sensores se encuentren en sus posiciones correctas: la señal del foto tacómetro se debe encontrar en posición horizontal enfocando la marca de referencia ubicada en el eje, la ubicación y dirección del acelerómetro debe mantenerse estable en los puntos de toma de datos.

El desalineamiento no debe ser severo, debido a que ocasionará daños tanto en los acoples como en las demás elementos constitutivos del sistema. Además el motor y la lámpara estroboscópica deben trabajarse por cortos intervalos de tiempo (no exceder de 15 minutos, con periodos de descanso de 5 minutos).

La fase se puede medir o determinar de la siguiente forma. Se necesitan dos operarios para medir fase. El primer operario mide con el analizador y el foto tacómetro, mientras el segundo operario sostiene el acelerómetro, para medir velocidad y fase del eje. Después el segundo operario pasa a medir con la lámpara estroboscópica la fase sobre el disco de referencia angular. Se debe medir en el analizador en el parámetro de desplazamiento y en nivel pico debido a que es la medida más óptima, si no es así, se debe realizar la correspondiente conversión de nivel para comparar con la base de datos registrada en el libro del proyecto.

Figura 91. Mecanismo de desalineamiento.



5.4.2.1. Tabla de mediciones para desalineamiento

Tabla 19. Experiencia de desalineamiento

| | VELOCIDAD | PUNTO | HORIZONTAL | | VERTICAL | | AXIAL | | | LÁMPARA | | |
|----------|-------------|-------|------------|------|----------|------|----------|----------|------|-----------|------|--|
| | 2000 | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | AMPLITUD | FASE | VELOCIDAD | FASE | |
| | | | μm | (°) | μm | (°) | μm | μm | (°) | rpm | (°) | |
| ORIGINAL | EJE 1 | 1 | | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | | |
| | EJE 2 | 1 | | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | | |
| | EJE 3 | 1 | | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | | |
| | DESALINEADO | EJE 1 | 1 | | | | | | | | | |
| | | | 2 | | | | | | | | | |
| EJE 1 | | 1 | | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | | |
| EJE 1 | | 1 | | | | | | | | | | |
| | | 2 | | | | | | | | | | |

5.4.3. Procedimiento para soldura mecánica

1. Ubicar los sensores.
2. Conectar el módulo electrónico de control al motor y a la toma de la red 120 VAC.
3. Encender el motor y el ventilador en el módulo.
4. Definir una velocidad de rotación.
5. Excitar el sistema hasta alcanzar la velocidad a través del módulo electrónico de control.

6. Con la lámpara estroboscópica hallar la velocidad de rotación del sistema y medir la fase instantánea sobre los discos de referencia.
7. Por medio del analizador se obtienen los datos de amplitud y fase original de los apoyos del eje en dirección horizontal y vertical en el cual se va a inducir la falla.
8. Obtener las mediciones de amplitud y fase en dirección vertical y horizontal en los otros dos ejes.
9. Se induce soltura mecánica desajustando uno de los tornillos que anclan el soporte a la base.
10. Se toman las mediciones en las direcciones horizontal, vertical y axial. Registrar las mediciones axiales en todas las frecuencias representativas.
11. Documentar la experiencia en la tabla de mediciones para desalineamiento.

NOTA:

Se debe asegurar que los sensores se encuentren en sus posiciones correctas: la señal del foto tacómetro se debe encontrar en posición horizontal enfocando la marca de referencia ubicada en el eje, la ubicación y dirección del acelerómetro debe mantenerse estable en los puntos de toma de datos. Además el motor y la lámpara estroboscópica deben trabajarse por cortos intervalos de tiempo (no exceder de 15 minutos, con periodos de descanso de 5 minutos). La fase se puede medir o determinar de la siguiente forma. Se necesitan dos operarios para medir fase. El primer operario mide con el analizador y el foto tacómetro, mientras el segundo operario sostiene el acelerómetro, para medir velocidad y fase del eje. Después el segundo operario pasa a medir con la lámpara estroboscópica la fase sobre el disco de referencia angular. Se debe medir en el analizador en el parámetro de desplazamiento y en nivel pico debido a que es la medida

más óptima, si no es así, se debe realizar la correspondiente conversión de nivel para comparar con la base de datos dejada en el libro del proyecto.

Figura 92. Señalización de los puntos de medición de soltura mecánica.

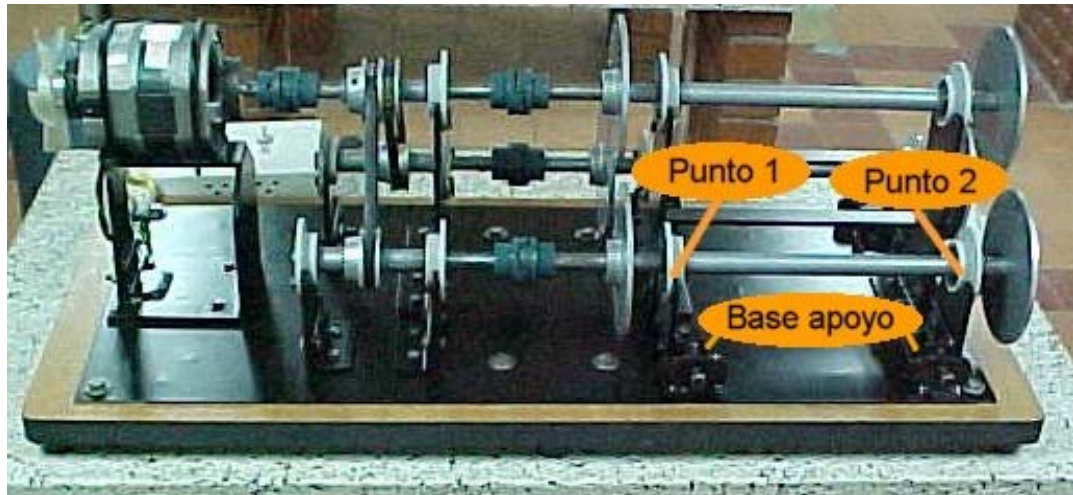


Tabla 20. Experiencia de soltura mecánica

| VELOCIDAD | PUNTO | HORIZONTAL | | VERTICAL | | AXIAL | | LÁMPARA | |
|-----------|------------|---------------|----------------|---------------|----------------|---------------|----------------|-----------|----------------|
| | | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | AMPLITUD | FASE | VELOCIDAD | FASE |
| | | μm | ($^{\circ}$) | μm | ($^{\circ}$) | μm | ($^{\circ}$) | rpm | ($^{\circ}$) |
| | 1 | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |
| | base apoyo | | | | | | | | |
| | Base apoyo | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| | 1 | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| | 1 | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |

NOTA: sobre las líneas punteadas registrar las diferentes frecuencias.

6. CONCLUSIONES

- Se cumplieron los objetivos propuestos inicialmente, que consistían en el diseño y construcción de un banco de experimentación, la realización de un estudio sobre los fenómenos vibratorios al inducir anomalías y analizarlas por el método basado en fase.
- Con la utilización de los instrumentos de medición, analizador, acelerómetro, foto tacómetro y lámpara estroboscópica, se logró registrar las mediciones sobre el comportamiento de cada una de las fallas inducidas en el sistema de experimentación.
- La experimentación se realizó variando las diferentes condiciones físicas e inerciales que requería cada prueba, para observar el comportamiento de las señales de vibración de las fallas específicas de desbalanceo, desalineamiento y soltura mecánica.
- Para la observación del comportamiento vibratorio de desbalanceo por análisis de fase, se variaron parámetros como la velocidad de rotación, masas de desbalanceamiento y posición angular de dichas masas en los diferentes discos. Sin embargo, variaciones en la velocidad de rotación por motivo de oscilación en el voltaje de la instalación eléctrica dificultó la medición de fase con la lámpara estroboscópica, razón por la cual se registraron valores instantáneos de fase.
- En la experiencia de desbalanceo, las relaciones de fase de las mediciones obtenidas en las direcciones horizontal y vertical en el extremo de un cojinete y en el extremo del otro cojinete, registraron que las diferencias de dichas relaciones estaban fuera de fase entre sí 30° a 60° , dentro de la posición de reloj.

- Las mediciones registradas en el desbalanceo arrojaron además, que los modos de agitación vertical y los modos de agitación horizontal son muy similares. Esto se refiere tanto a las relaciones de fase como a las de amplitud.
- En general, en la experiencia de desbalanceo las amplitudes horizontales son mayores que las amplitudes verticales.
- En la experiencia de desalineamiento, las mediciones tomadas axialmente entre los puntos de comparación arrojaron relaciones de fuera de fase entre sí 0° y 180° aproximadamente.
- En la experiencia de desalineamiento se observó la mayoría de las veces que las amplitudes horizontales eran mayores que las amplitudes verticales, sin embargo, en algunos casos ocurre lo contrario.
- En la experiencia de soldadura mecánica se observaron amplitudes considerables en la dirección axial.
- En la experiencia de soldadura mecánica se observó que las mediciones no guardan relación alguna en cuanto a la fase se refiere.
- La experiencia de soldadura mecánica no se realizó repetitivamente por ser muy destructiva y peligrosa, debido a que es muy notorio cuando algo se encuentra suelto. Caso contrario ocurre cuando hay una carcasa que protege los elementos del conjunto y al personal que se encuentra cercano al prototipo en el cual se está trabajando.
- Debido a la versatilidad del sistemas de experimentacion, se sugiere realizar los cambios fisicos e inerciales necesarios para el mejoramiento y la continuidad en el registro de las mediciones de las experiencias al inducir anomalias en el prototipo; que se pueden realizar individualmente o en conjunto y asi proseguir con el estudio de el comportamiento de los fenomenos vibratorios en cuanto a la fase de vibración.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

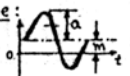
- ∞ BUSCARELLO, Ralph. Soluciones prácticas al problema de vibración y mantenimiento en maquinarias. 1994. Update international,inc. Wadsworth Boulevard, Denver, CO 80227-2400.
- ∞ FAIRES, V. M, Design of machine elements, 1972.
- ∞ FRENCH, a. p, Vibraciones y ondas,MIT,1974.
- ∞ IRD Mechanalysis Tecncal associates of charlotte. 1993.
- ∞ MERIAM, J. L.,. Dinámica, segunda edición, editorial Reverté,S.A.
- ∞ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas, segunda edición, Prentice may Hispanoamericana, S.A.
- ∞ PETERSON, R. E, Stress concentration factors,1974
- ∞ SAAVEDRA, Pedro. Análisis de vibraciones de maquinas rotatorias, nivel 1, bases del mantenimiento predictivo y del diagnostico de fallas en maquinas rotatorias. 1996.
- ∞ THOMSON, William T, Teoría de vibraciones, Aplicaciones,1983.
- ∞ WANG, KW Y SEGALMAN D. Vibration of rotating system. 1993.

ANEXO

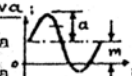
1. Información sobre parámetros para el diseño de los Ejes.

FACTORES DE CARGA K_L :

onda reversible:

$$\begin{cases} |\sigma_m| \leq 0,5 \sigma_a \\ |\tau_m| \leq 0,5 \tau_a \end{cases}$$


onda repetitiva:

$$\begin{cases} |\sigma_m| > 0,5 \sigma_a \\ |\tau_m| > 0,5 \tau_a \end{cases}$$


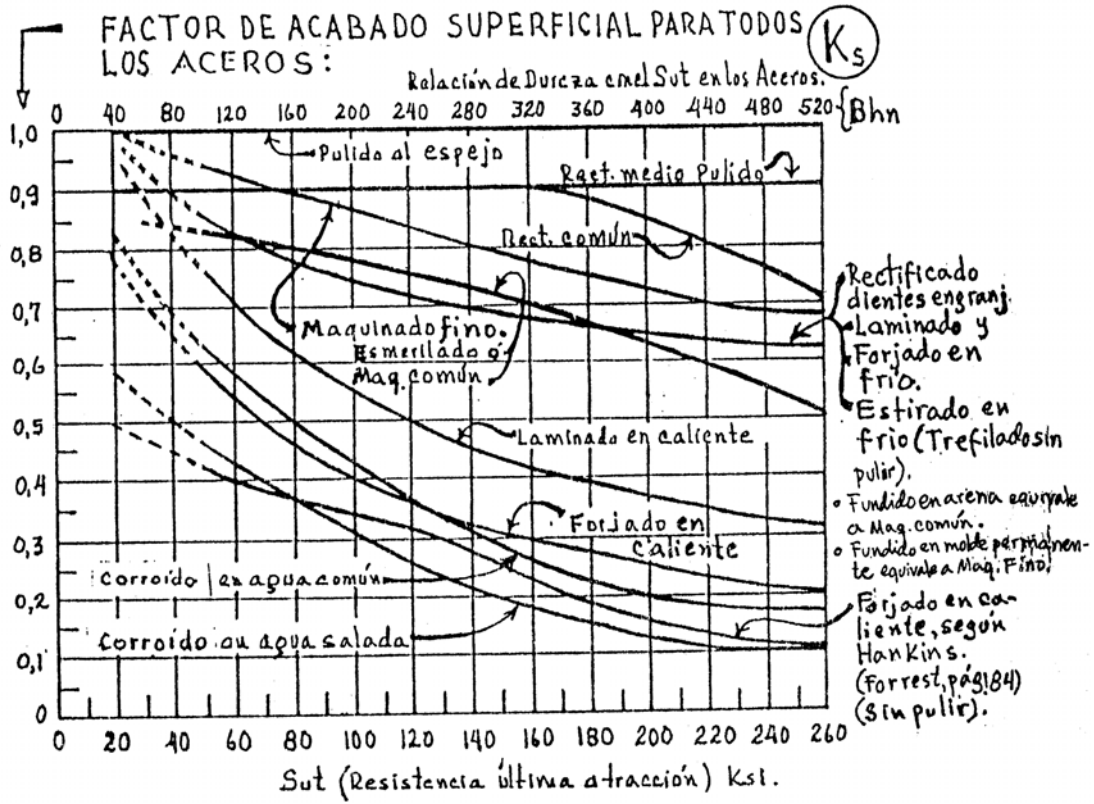
| TIPO DE CARGA | AXIAL | | AXIAL CON POCA FLECTORA | | FLECTORA | - TORSIONAL - CONSTANTE DIRECTA Y POR FLEXION | | |
|-------------------------|------------------|---------------------------------------|--|--|---------------------------------------|--|--|----------------|
| | | | FLECTORA CON POCA AXIAL | | | dúctil | frágil | |
| AXIAL | 0,80 † 1,20 * | | $\sigma_f \leq 0,3 \sigma_a$ 0,85 † 1,25 * | $\sigma_d \leq 0,3 \sigma_f$ 0,95 † 1,35 * | 0,90 † 1,30 * | | dúctil 0,56 †† 0,67 †* 0,78 ** ‡ | frágil 0,75 |
| AXIAL CON POCA FLECTORA | POCA AXIAL | 0,85 † 1,25 * | † 0,6 * 1,35 | | † 0,6 * 1,35 | | 0,55 †† 0,66 †* 0,77 ** ‡ | 0,70 |
| FLECTORA CON POCA AXIAL | | 0,95 † 1,35 * | | | | | | |
| FLECTORA | 0,90 † 1,30 * | | † 0,6 * 1,35 | | 1,00 † 1,40 * | | 0,57 †† 0,69 †* 0,80 ** ‡ | 0,76 |
| TORSIONAL | TORSIONAL | Idem Vertical 0,56 †† ‡* - ** ‡ | Idem Vertical 0,55 †† ‡* - ** ‡ | | Idem Vertical 0,57 †† ‡* - ** ‡ | | 0,58 † 0,81 * | |
| | | 0,75 | 0,70 | | 0,76 | | 0,80 | |

CARGAS TRICOMBINADAS: Axiales + Flectora + Torsional

Materiales dúctiles: 0,55
Materiales frágiles: 0,70

NOTA: no usar el K_L tricombinado en las fórmulas de las pág. 27 y 28.
Si se usa en las pág. 14, 22, 23 y 24

- † Para cargas simples o combinadas que produzcan esfuerzos REVERSIBLES, donde el esfuerzo medio es $\leq 0,5$ del esfuerzo alterno.
- * Para cargas simples o combinadas que produzcan esfuerzos REPETITIVOS, donde el esfuerzo medio es $> 0,5$ del esfuerzo alterno.
- ‡ Si el $\tau_{total} \leq 0,15 \sigma_{total}$, se pueden trabajar las teorías de falla para carga combinada como si fueran simples de solo esfuerzo normal, y viceversa cuando $\sigma_{total} \leq 0,15 \tau_{total}$. Para estos casos el $N_{af} > 1,3$. $\tau_{total} = \tau_{torsión} + \tau_{directo} \text{ ó } + \tau_{flexión}$.
 $\sigma_{total} = \sigma_{directo} \pm \sigma_{flexión}$.



Nombre de archivo: COMPLETO.DOC
Directorio: F:\Trabajos\Jenny\Proyecto\CD-ENTREGA
Plantilla: C:\Proyecto Fuzzy\Manual Trabajos Grado Ing.
Mecanica\Plantillas de las Memorias\Plantilla de las Memorias.dot
Título: Plantilla de las Memorias
Asunto:
Autor: DROOPY
Palabras clave:
Comentarios:
Fecha de creación: 29/05/2004 01:08
Cambio número: 9
Guardado el: 29/05/2004 02:02
Guardado por: Usuario Autorizado de HP
Tiempo de edición: 54 minutos
Impreso el: 30/05/2004 11:58
Última impresión completa
Número de páginas: 144
Número de palabras: 18.452 (aprox.)
Número de caracteres: 105.182 (aprox.)