



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA QUÍMICA E
INDUSTRIAS EXTRACTIVAS**

**ANÁLISIS DE LA RESPUESTA VIBRATORIA DE
UN TURBOREACTOR**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUÍMICO INDUSTRIAL**

P R E S E N T A

CÓRDOVA SÁNCHEZ ROBERTO MORONI



ASESOR: DR. JORGE PALAFOX RAMOS

MÉXICO D.F. 2018

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



Instituto Politécnico Nacional
Escuela Superior de Ingeniería Química e Industrias Extractivas
DEPARTAMENTO DE EVALUACIÓN Y SEGUIMIENTO ACADÉMICO



1936-2016
AÑOS IPN

T-155-16

Ciudad de México, 03 de noviembre del 2016.

Al C. Pasante:

ROBERTO MORONI CÓRDOVA SÁNCHEZ

Boleta:

2011320127

Carrera:

IQI

Generación:

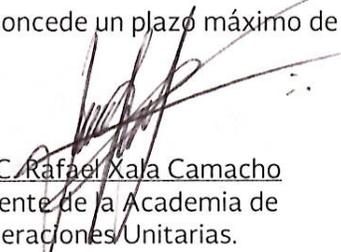
2010-2015

Mediante el presente se hace de su conocimiento que la Subdirección Académica a través de este Departamento autoriza que el C. **Dr. Jorge Palafox Ramos**, sea asesor en el tema que propone usted desarrollar como prueba escrita en la opción **Tesis Individual**, con el título y contenido siguiente:

"Análisis de la respuesta vibratoria de un turborreactor".

Resumen.
Introducción.
I.- Generalidades.
II.- Metodología experimental.
III.- Simulación en SOLIDWORKS® simulation premium.
IV.- Análisis de resultados y recomendaciones.
Conclusiones.
Referencias.
Anexos.

Se concede un plazo máximo de un año, a partir de esta fecha, para presentarlo a revisión por el Jurado asignado.


M. en C. Rafael Xala Camacho
Presidente de la Academia de
Operaciones Unitarias.


Dr. Jorge Palafox Ramos
Director de Tesis
Ced. Prof. 2021975


Ing. César Rodríguez Guerrero
Jefe del Departamento de Evaluación y
Seguimiento Académico.


Ing. Víctor Manuel Feregrino Hernández
Subdirector Académico



"Año del Centenario de la Promulgación de la Constitución Política de los Estados Unidos Mexicanos".
"60 Aniversario del CECyT 14 "Luis Enrique Erro".
"60 Aniversario del Patronato de Obras e Instalaciones".
"50 Aniversario de la COFAA-IPN".
"30 Aniversario de la Unidad Profesional Interdisciplinaria de Biotecnología".

Oficio número SDAC-1141-2017.

Ciudad de México, a 12 de octubre de 2017.

C. ROBERTO MORONI CÓRDOVA SÁNCHEZ
P R E S E N T E

En base al Artículo 28 del Reglamento de Titulación del Instituto Politécnico Nacional y en respuesta a su solicitud realizada el 9 de los corrientes, por este conducto informo a Usted, que esta Subdirección a mi cargo, no tiene ningún inconveniente en concederle una prórroga con fecha de vencimiento al 2 de marzo de 2018, para que concluya satisfactoriamente los trámites relacionados a su titulación bajo la modalidad de Tesis Individual.

Sin otro particular, reciba un cordial saludo.

A T E N T A M E N T E
"LA TÉCNICA AL SERVICIO DE LA PATRIA"

ING. VÍCTOR MANUEL FEREGRINO HERNÁNDEZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.i.p.- Ing. César Rodríguez Guerrero.- Jefe del Departamento de Evaluación y Seguimiento Académico.
c.i.p.- Expediente.

VMFH/jyc.

T-155-17

Ciudad de México, a 29 de noviembre del 2017.

Al C. Pasante:
ROBERTO MORONI CÓRDOVA SÁNCHEZ
PRESENTE

Boleta: **2011320127** Carrera: **IQI** Generación: **2010-2015**

Los suscritos tenemos el agrado de informar a usted, que habiendo procedido a revisar el borrador de la modalidad de titulación correspondiente denominado:

"Análisis de la respuesta vibratoria de un turborreactor"

encontramos que el citado Trabajo escrito de **Tesis Individual**, reúne los requisitos para autorizar el Examen Profesional y **PROCEDER A SU IMPRESIÓN** según el caso, debiendo tomar en consideración las indicaciones y correcciones que al respecto se le hicieron.

Atentamente
JURADO



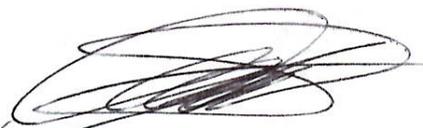
Ing. Jorge Palafox Ramos
Presidente



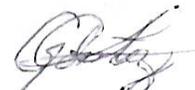
Ing. Citlali Eliud Rodríguez Ruiz
Secretaria



Ing. Miguel Zavala Aguilera
1er. Vocal



M. en E. Edith Bolaños Castillo
2º Vocal



M. en E. Leslie Gómez Ortiz
3er. Vocal

RECONOCIMIENTOS

Al Instituto Politécnico Nacional

Mi alma mater, por abrirme sus puertas

Y transmitirme el conocimiento

A la Escuela Superior de Ingeniería Química e Industrias Extractivas

*Por formarme como Ingeniero, ser mi segundo hogar y testigo de buenos
momentos de mi vida*

AGRADECIMIENTOS

*A mi familia por su apoyo incondicional y motivar y fomentar en mí el
deseo de superación y convirtiéndome en profesionalista para mi realización
personal*

Índice

RESUMEN	I
INTRODUCCION	II
OBJETIVO GENERAL.....	VI
OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	VI
CAPÍTULO I: GENERALIDADES	1
1.1. El Mantenimiento Industrial	2
1.2. Mantenimiento Correctivo.....	2
1.3. Mantenimiento Preventivo	2
1.4. Mantenimiento Predictivo	3
1.5. Justificación económica del mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas.....	4
1.6. Descripción de la vibración.	4
1.7. Movimiento armónico simple	5
1.8. Vibración compuesta.....	7
1.9. Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes.....	8
1.10. Transformada de Fourier	9
1.11. Frecuencia natural.....	11
1.12. Frecuencia de Resonancia	11
1.13. Aproximación inicial de verificación de vibraciones en el campo.....	13
CAPÍTULO II: METODOLOGIA EXPERIMENTAL	15
2.1. Ventajas del uso del Método de Elementos Finitos.....	16
2.2. Desventajas del uso del Método de Elementos Finitos.	16
2.3. Hipótesis.....	17
2.4. Universo.	17
2.5. Muestra.	17
2.6. Técnicas.....	20
2.6.1. El software SolidWorks Simulation Premium.....	20
2.6.1.1 SolidWorks	21
2.6.1.2 SolidWorks Simulation Premium.....	22
2.6.2. Estudios estáticos (o de tensión).....	22
2.6.3. Estudios de frecuencia.	24
2.6.4. Estudios armónicos.	25
2.6.5. Carta de diagnóstico de vibraciones.	27

2.7. Modelado	27
2.8. Sujeciones.....	27
2.9. Mallado.	28
2.9.1. Métodos adaptativos.	28
2.9.1.1. Método H.	28
2.10. Método y diseño del experimento.....	29
2.10.1. Método experimental.	29
2.10.1.1. Procedimiento del estudio.	29
CAPÍTULO III: SIMULACIÓN EN SOLIDWORKS® SIMULATION PREMIUM	31
3.1. Elaboración del diseño mecánico en 3D de la base de la turbina, eje y los alabes.	32
3.2. Material	32
3.3. Sujeciones.....	33
3.4. Estudio de frecuencias	33
3.5. Estudio dinámico-armónico	33
3.5.1 Experimento 1 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 1	34
3.5.2 Experimento 2 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 2	35
3.5.3 Experimento 3 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 3	36
3.5.4 Experimento 4 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 4	37
3.5.5 Experimento 5 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 5	38
3.5.6 Experimento 6 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 6	39
3.6 Área de aplicación de la fuerza necesaria para efectuar un movimiento en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz	40
3.6.1 Experimento 1 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 1	41
3.6.2 Experimento 2 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 2	42
3.6.3 Experimento 3 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 3	43
3.6.4 Experimento 4 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 4	44
3.6.5 Experimento 5 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 5	45
3.7 Diagrama de tensiones de von mises con una fuerza de 300000 N.	46
CAPÍTULO IV: ANALISIS DE RESULTADOS Y RECOMENDACIONES.....	47
4.1 Análisis de resultados.....	48

4.2 Conclusiones.....	48
4.3 Recomendaciones	49
Bibliografía	51
Anexo A. Planos base de la Turbina.	56
Anexo B. Planos de Alabes.	57
Anexo C. Plano de Soportes.	58
Anexo D. Plano de Ensamblaje.....	59
Anexo E. Tabla de Frecuencias Naturales de Resonancia.	60
Anexo F. Tabla Ilustrada del diagnóstico de vibraciones	61
Anexo G. v Norma ISO 10816-1995. Vibración Mecánica. - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas. ^[21]	65
Clasificación según la flexibilidad del soporte.....	67
Evaluación	68
Anexo H. Metodología de adquisición de datos.	70

Índice de Figuras y Tablas

Figura I-1. Descripción de una onda senoidal.	6
Figura I-2. Valores de medición de la amplitud de onda.	6
Figura I-3. Desfasamiento de una onda. ^[12]	7
Figura I-4. Vibración compuesta.	7
Figura I-5. Vibración sensada en el dominio del tiempo.....	8
Figura I-6. Vibración en el dominio de la frecuencia.	8
Figura I-7. Descomposición de una señal en sus componentes por la transformada de Fourier.....	10
Figura I-8. Descomposición de una señal sinusoidal.....	10
Figura I-9. Alteraciones posibles a la frecuencia crítica.	12
Figura I-10. Comportamiento de la amplitud de vibración frente a la frecuencia de giro.	12
Figura I-11. Comportamiento de los modos de vibración frente a la rigidez de los soportes.....	13
Figura II- 1. Ejemplo de la aplicación del Software de Método de Elementos Finitos "SolidWorks Simulation Premium".	16
Figura II- 2 Guía de sujeciones para experimentos.....	18
Figura II- 3 Primera área de sujeción	18
Figura II- 4 Segunda área de sujeción	18

Figura II- 5 Tercera área de sujeción.....	19
Figura II- 6 Cuarta área de sujeción	19
Figura II- 7 Quinta área de sujeción	19
Figura II- 8 Sexta área de sujeción	20
Figura II- 9. Diagrama Esfuerzo-Deformación.....	24
Figura II- 10. Ejemplo de cargas armónicas.	26
Figura II- 10. Ejemplo de cargas armónicas.	26
Figura II- 11. Motor transfiriendo una carga armónica.	26
Figura II- 12. Metodología experimental general.	29
Figura II- 13. Procedimiento para definir un estudio de simulación en SolidWorks.	30
Figura II- 14. Procedimiento para la utilización de la carta de diagnóstico de vibraciones.....	30
Figura III- 1. Tabla de propiedades del Acero AISI 4140.	32
Figura III- 2. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 1	34
Figura III- 3. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 1.....	34
Figura III- 4. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 2.	35
Figura III- 5. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 2.	35
Figura III- 6. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 3.	36
Figura III- 7. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 3.....	36
Figura III- 8. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 4.	37
Figura III- 9. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 4.	37
Figura III- 10. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 5.	38
Figura III- 11. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 5.	38
Figura III- 12. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 6.	39
Figura III- 13. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 6.	39
Figura III- 14. Área de aplicación de la fuerza para un desplazamiento de 3mm.....	40
Figura III- 15. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 1	41
Figura III- 16. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 1.....	41
Figura III- 17. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 2.	42
Figura III- 18. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 2.	42
Figura III- 19. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 3.	43
Figura III- 20. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 3.	43
Figura III- 21. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 4.	44
Figura III- 22. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 4.	44
Figura III- 23. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 5.	45
Figura III- 24. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 5.	45
Figura III- 25. Diagrama de von Mises, de la turbina con la aplicaion de una fuerza de 300000 N y frecuencia de 30.67Hz.....	46
Tabla III- 1. Configuración del estudio dinámico-armónico.....	33
Tabla III- 2. Resultados del estudio con sujeción tipo 1.....	34
Tabla III- 3. Resultados del estudio con sujeción tipo 2.....	35

Tabla III- 4. Resultados del estudio con sujeción tipo 3.....	36
Tabla III- 5. Resultados del estudio con sujeción tipo 4.....	37
Tabla III- 6. Resultados del estudio con sujeción tipo 5.....	38
Tabla III- 7. Resultados del estudio con sujeción tipo 6.....	39
Tabla III- 8. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 1.	41
Tabla III- 9. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 2.	42
Tabla III- 10. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 3.	43
Tabla III- 11. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 4.	44
Tabla III- 12. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 5.	45

RESUMEN

La importancia de los productos derivados del petróleo es grande en nuestra actual sociedad, muchos de los procesos que son importantes en nuestra sociedad necesitan a su disposición de grandes cantidades de combustibles fósiles o de sus derivados como son los productos químicos sintetizados a partir de estos así como de la energía con la que nos proveen. Los centros de transporte de hidrocarburos juegan un papel fundamental en el flujo de estos a las plantas de refinación. Para que el proceso de extracción pueda funcionar de manera estable y confiable deben de tener como respaldo sistemas de generación de energía, en este caso se hace uso de Turbo Generadores a Gas (TGG).

Para que estos sistemas continúen entregando la potencia necesaria para la operación de las instalaciones de extracción se hace necesario contar con programas de mantenimiento industrial, en particular la aplicación del mantenimiento predictivo, el cual permite conocer el estado de una máquina y cuáles son los problemas por los que esta pueda llegar a fallar, por lo que permite adelantar y prevenir las consecuencias nefastas que estos puedan generar, todo esto sin la necesidad de realizar una parada imprevista en los equipos.^[25]

En esta tesis se hará uso del **método de los elementos finitos** (MEF), el cual es un método numérico general para la aproximación de ecuaciones diferenciales parciales, este método está pensado para ser usado en computadores y permite resolver ecuaciones diferenciales parciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas.^[1]

Dentro de este trabajo de investigación se implementará el **método de los elementos finitos** (MEF), como base para emitir recomendaciones acerca del mantenimiento del turbogenerador eléctrico Solar Systems modelo GE101B.

INTRODUCCION

Un Turbo Generador a Gas (TGG) es una unidad básica de generación que tiene una gran importancia debido a su rápido arranque. Está formado principalmente por un compresor, una Cámara de Combustión (CC) y una Turbina de Gas (TG) acoplada a un Generador Eléctrico, un Motor de Arranque, Álabes Guía y su Actuador y la Válvula de Combustible de la Cámara de Combustión (CC).^[23]

Los motores de turbina de gas experimentan degradaciones con el tiempo que causan a sus usuarios gran preocupación sobre su fiabilidad y sus gastos de explotación. El diagnóstico del estado de una turbina de gas y la realización de pronósticos sobre su funcionamiento son tecnologías claves para poder pasar del uso de un tipo de mantenimiento previsto de forma fija a lo largo del tiempo (mantenimiento preventivo) a la utilización de un tipo de mantenimiento basado en las condiciones del funcionamiento de la turbina de gas (mantenimiento predictivo), con el objetivo de mejorar la fiabilidad, la disponibilidad y la eficiencia del motor; y además conseguir reducir los costos a lo largo de su ciclo de vida.^[22]

Dado que estos equipos son vitales para la operación de las plantas del Centro de Proceso y Transporte de Gas (CPTG) Atasta, localizada en el municipio de Carmen, en el estado de Campeche, esto hace necesario mantener en óptimas condiciones los equipos^[15], debido al desgaste al que están sometidas esta maquinaria crítica, las fallas son algo inevitable^{[19],[23]}, así, el prevenir las fallas que pueda presentar este tipo de maquinaria es algo deseable^[16], ya que una falla^[23] en este tipo de maquinaria puede traer grandes consecuencias, como el paro total del TGG, lo cual se ve reflejado en pérdidas económicas cuantiosas^{[23],[19],[15]} además que los costos de mantenimiento por daños graves son elevados^{[23],[15]} así el propósito de esta tesis es ayudar al personal a decidir qué acciones correctivas deben realizarse.^[19]

Como resultado de los desplazamientos vibracionales laterales de la base del turbogenerador eléctrico de Solar Systems GE101B observadas por personal de Pemex Exploración y Producción, en las condiciones operantes del generador con velocidad de giro a un 100%. La base de anclaje del equipo ha comenzado a

presentar grietas que pueden afectar la integridad de la misma y el equipo, lo cual puede resultar en un fallo operacional.

Para conocer el estado de vibración que presenta el equipo se realizará la simulación por el método de los elementos finitos (MEF) ^[1], para emitir recomendaciones que permitan mitigar el problema de vibración que presenta el equipo.

El método general de mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas tiene el objetivo final de asegurar el correcto funcionamiento de las máquinas a través de la vigilancia continua de los niveles de vibración en las mismas, siendo estos últimos, los indicadores de su condición; y se ejecuta sin necesidad de recurrir a desmontajes y revisiones periódicas.^[15]

La vibración es el movimiento de vaivén de una máquina o elemento de ella en cualquier dirección del espacio desde su posición de equilibrio. ^[18]

Las vibraciones son normalmente el producto de la transmisión de fuerzas lo que provoca el desgaste y/o deterioro de las máquinas. ^[15] La vibración de un objeto es causada por una fuerza de excitación. Esta fuerza se puede aplicar externamente al objeto o puede tener su origen a dentro del objeto. ^[13]

Generalmente, la causa de la vibración reside en problemas mecánicos como son: desequilibrio de elementos rotativos; desalineación en acoplamientos; engranajes desgastados o dañados; rodamientos deteriorados; fuerzas aerodinámicas o hidráulicas, y problemas eléctricos. ^{[18],[21]}

La proporción (frecuencia) y la magnitud de la vibración de un objeto dado, están completamente determinados por la fuerza de excitación, su dirección y frecuencia. ^[21] Esa es la razón porque un análisis de vibración puede determinar las fuerzas de excitación actuando en una máquina. Esas fuerzas dependen del estado de la máquina, y el conocimiento de sus características e interacciones permite diagnosticar un problema de la máquina.

A través de determinados elementos de las mismas, una fracción de estas fuerzas es disipada hacia el exterior, por ejemplo, mediante los apoyos, uniones, etc. Lo que

permite medir la vibración debida a las fuerzas excitadoras. Así, si las fuerzas de excitación se mantienen constantes dentro de ciertos límites, el nivel de vibración medido se mantiene dentro de los mismos límites proporcionalmente. Cuando los defectos comienzan a aparecer, los procesos dinámicos de la máquina son alterados, alterándose las fuerzas que, como resultado, darán una modificación al espectro de vibración. Si se es capaz de transformar el movimiento mecánico, proporcional a las fuerzas actuantes, en señal eléctrica, entonces, la señal de vibración contendrá la información relativa a las condiciones de funcionamiento de la máquina, que de por sí caracteriza el estado técnico de sus partes y componentes, pues cada una tiene la particularidad de vibrar a una frecuencia característica.^[15]

Toda máquina en correcto estado de operación tiene un cierto nivel de vibraciones y ruidos, debido a los pequeños defectos de fabricación. Esto puede considerarse como el patrón de referencia, nivel base característico o estado básico de esa máquina en su funcionamiento satisfactorio.^[15]

Cualquier defecto en una máquina, aún en fase incipiente, lleva asociados cambios específicos en las vibraciones que produce (espectros), lo cual permite su identificación mediante la medición.^[15]

La frecuencia de la vibración es indispensable para poder identificar que pieza es defectuosa y la índole del problema. Las fuerzas que dan lugar a la vibración son generadas por el movimiento rotativo de los componentes de la máquina. Por lo tanto dichas fuerzas cambiarán tanto en cantidad como en dirección a medida que la pieza modifica su posición con respecto al resultado de la máquina. Por lo tanto, la frecuencia de la vibración que se produce dependerá de la velocidad rotatoria de la pieza afectada. Así, conociendo la frecuencia de la vibración podemos identificar la pieza defectuosa. Es también importante saber que los distintos problemas que afectan a las máquinas provocan vibraciones con frecuencias también distintas, lo que hace posible que identifiquemos la naturaleza del problema.^[21]

La frecuencia es una característica simple y significativa en este análisis. Se define como el número de ciclos completos en un período de tiempo. La unidad

característica es cpm (ciclos por minuto). Existe una relación importante entre frecuencia y velocidad angular de los elementos rotativos. La correspondencia entre cpm y rpm (ciclos por minuto-revoluciones por minuto) identificará el problema y la pieza responsable de la vibración. Esta relación es debida a que las fuerzas cambian de dirección y amplitud de acuerdo a la velocidad de giro. Los diferentes problemas son detectados por las frecuencias iguales a la velocidad de giro o bien múltiplos suyos. Cada tipo de problema muestra una frecuencia de vibración distinta. ^[18]

Un punto importante a la hora de hablar de vibraciones es conocer la severidad de la vibración, ella indica la gravedad que puede tener un defecto. La amplitud de la vibración expresa la gravedad del problema. ^[18]

Se podrá medir la amplitud de desplazamiento, velocidad o aceleración. La velocidad de vibración tiene en cuenta el desplazamiento y la frecuencia, es por tanto un indicador directo de la severidad de la vibración. La severidad de la vibración es indicada de una forma más precisa midiendo la velocidad, aceleración o desplazamiento según el intervalo de frecuencias entre las que tiene lugar, así, para bajas frecuencias, por debajo de 600 cpm, se toman medidas de desplazamiento. En el intervalo entre 600 y 60.000 cpm, se mide velocidad, y para altas frecuencias, mayores a 60.000 cpm, se toman aceleraciones. ^[18]

OBJETIVO GENERAL

- Realizar, el análisis por el método de elementos finitos del turbogenerador eléctrico Solar Systems GE101B, en condiciones de operación documentadas.
- Obtener los desplazamientos ocasionados por vibraciones en frecuencias documentadas de 29.5 Hz y 30 Hz, así como la comprobación de la dirección del desplazamiento asimétrico documentado de la base, para determinar el estado operacional del turbogenerador GE101B.
- Emitir las recomendaciones para mitigar el problema de vibración que presenta el equipo citado.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Determinar el estado de esfuerzos y desplazamientos de los elementos rotativos, sus soportes y la base, en condiciones ideales de diseño considerando cero desbalance en operación del equipo turbogenerador Solar Systems, por el método de los elementos finitos (MEF).
- Realizar una simulación mediante el software SolidWorks Simulation Premium para obtener los modos de vibración y sus desplazamientos correspondientes de las partes en movimiento, en condiciones ideales de diseño y con cero desbalance, dentro del rango de la frecuencia de operación del equipo que es de 60 Hz.
- Realizar la simulación considerando desbalance en el eje debido a una fuerza de desbalance e ir incrementándola, observando su efecto en el desplazamiento de la base del equipo hasta observar desplazamientos mayores a 3 mm.
- Analizar los resultados obtenidos con el fin de verificar si el origen de las vibraciones es un desbalance del eje y por tanto recomendar un balanceo para mitigar el problema de la vibración actual del equipo. En su defecto el estudio dará la pauta para investigar otras posibles causas de las vibraciones tales como deficiencia del anclaje, falla de la reductora, etc.

CAPÍTULO I: GENERALIDADES

1.1. El Mantenimiento Industrial.

El objetivo del mantenimiento es lograr que la maquinaria opere sin problemas, especialmente aquella que es fundamental en el proceso de producción. Es bien conocido que las averías catastróficas e inesperadas dan lugar a elevados costos por: pérdidas en la producción y reparaciones. ^[15]

1.2. Mantenimiento Correctivo.

En un principio, el mantenimiento quedaba relegado a intervenciones como consecuencia de las averías y con los consiguientes costes de reparación (mano de obra, piezas de repuesto,...), así como los relativos a los costes por las paradas de producción. A este tipo de mantenimiento se conoce como mantenimiento correctivo. ^[24]

1.3. Mantenimiento Preventivo.

El concepto tradicional de mantenimiento, es decir, el mantenimiento preventivo, a pesar de haberse mecanizado, la única estrategia que establece para evitar las averías es realizar:

- Desmontajes periódicos para inspección y reparación, si procede y
- Montaje posterior.

Debe señalarse que en ocasiones, el desmontaje periódico trae como consecuencia el cambio de piezas, partes y elementos exigidos por cartas técnicas de mantenimiento y que en realidad pueden estar en buen estado.

Debido al alto costo de esta metodología, solo se aplica a aquellas máquinas que constituyen agregados fundamentales de la empresa industrial. La moderna tecnología proporciona una serie de métodos que permiten una evaluación exterior de las condiciones internas de la maquinaria; sin desmontajes previos y sin afectar su funcionamiento normal. Hoy en día es conocido, y se tiene una amplia experiencia mundial, que el más efectivo de los métodos es el análisis por vibraciones mecánicas. Este análisis de vibraciones, junto con otros parámetros

específicos de cada máquina, constituye la base del moderno mantenimiento predictivo.^[15]

1.4. Mantenimiento Predictivo.

Dos aspectos principales que logra el mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas sobre otros métodos generales de mantenimiento son:

- La reducción de costos y
- El aumento de la seguridad sobre el funcionamiento de los equipos.

Esto consiste en la configuración de una metodología que permita la vigilancia continua de las máquinas, especialmente aquellas que son las principales y las de importancia relativa en el proceso productivo de la empresa industrial y en dado caso permitir la detección de la avería en una fase incipiente antes de convertirse en catastrófica, así como la identificación o diagnóstico de la causa que la origina. Siendo los niveles de vibración, los indicadores de su condición; y se ejecuta sin necesidad de recurrir a desmontajes y revisiones periódicas.^[15]

Es importante destacar que estas técnicas de mantenimiento predictivo son basadas en el concepto de que todas las reparaciones, o la mayor parte, se deben hacer en los paros programados de máquinas, y cualquier imprevisto trae como consecuencia una serie de costos no deseados.^[19] El objetivo debe ser identificar fuerzas indeseables que interactúan dentro de la maquinaria y recomendar las acciones necesarias para poder disminuirlas al mínimo posible.^[13]

Este método dada su filosofía de anticipación a la avería por medio del conocimiento del comportamiento de la máquina y de cómo debería comportarse, conociendo de este modo previamente qué elemento puede fallar y cuándo, puede ayudar a programar una intervención sin afectar al proceso productivo, con las consiguientes optimizaciones en costes de producción, mano de obra y repuestos. Se evitan de este modo grandes y costosas averías agilizando las intervenciones.^[24]

Toda la maquinaria está sujeta a niveles de vibración, sin embargo es importante reconocer si se encuentra dentro de los límites permisibles. Una buena base de partida es utilizar los límites de severidad contenidos en la norma ISO 10816 1995

Vibración mecánica – Evaluación de la vibración en una máquina mediante la medición en partes no rotativas. En estas normas se estipulan las posiciones de medición así como los límites máximos permisibles por clase de equipo. Así pues, esta norma servirá como base para determinar la integridad de la maquinaria. ^[13]

1.5. Justificación económica del mantenimiento predictivo por vibraciones mecánicas.

Los beneficios económicos que se han logrado en la práctica internacional, serán expuestos de forma resumida a continuación:

1. Reducción de las máquinas de reserva.
2. Reducción notable del período de mantenimiento.
3. Reducción del personal de mantenimiento propio y el contratado.
4. Reducción de los gastos (capital inmovilizado) por equipos, máquinas menores, elementos de máquinas y piezas de repuesto en almacenes.
5. Eliminación de las averías por roturas inesperadas, esto es, fiabilidad y productividad superiores.
6. Eliminación de los daños en la producción final los cuales tienen un alto costo debido a fallas de elementos de poco valor.

1.6. Descripción de la vibración.

Los sistemas reales además de tener masa, tienen en mayor o menor grado elasticidad. Luego, cuando el sistema es desplazado de su posición inicial producto de la acción de las fuerzas, surge otra en sentido contrario que trata de retornarlo a su posición inicial, provocando de esta forma un movimiento oscilatorio alrededor de las condiciones de equilibrio. ^[15]

Sobre el comportamiento vibracional de los sistemas influirán tanto sus características constructivas como sus características de trabajo, pues de ellas dependen las particularidades que presentan las fuerzas excitadoras que surgen en los distintos componentes estructurales de los mismos durante la operación. ^[15]

Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes. ^[11]

La vibración tiene amplitud y frecuencia. Debido a lo anterior, cada frecuencia presente en el espectro obtenido de la vibración proviene de un componente o problema específico. Un ejemplo de lo anterior es el caso del desbalance, el cual es una fuerza rotatoria que se presenta en un mismo punto de medición cada vez que el rotor con desbalance efectúa un giro, de tal forma que se dice que la frecuencia del desbalance está en sincronía con la frecuencia o velocidad de giro del rotor desbalanceado. En un solo espectro obtendremos diversas frecuencias que pueden provenir de diferentes componentes de la maquinaria, así como frecuencias generadas en el proceso, como es el caso de la cavitación o recirculación. El reto es distinguir cuales son las causas que originan la presencia de dichas frecuencias con la finalidad de guiar al personal de mantenimiento en el proceso de corrección del problema. ^[13]

1.7. Movimiento armónico simple.

La base principal de las señales de vibración en el dominio del tiempo son las ondas sinusoidales. Estas son las más simples y son la representación de las oscilaciones puras.

Una partícula realiza un movimiento armónico simple cuando al desplazarse a lo largo de un eje; ejemplo: X, su posición se encuentra en función del tiempo por la expresión:

$$X = A \sin(\omega t + \psi)$$

La cantidad: $(\omega t + \psi)$ se denomina la fase, y por ello ψ , es la fase inicial; es decir, su valor para $t = 0$.^[14]

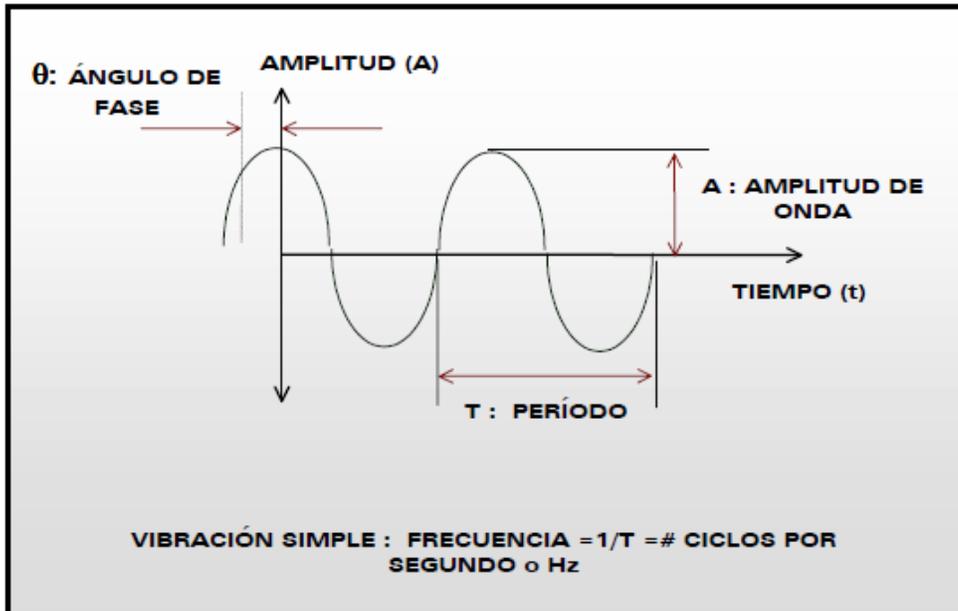


Figura I-1. Descripción de una onda senoidal.

La amplitud desde el punto de vista de las vibraciones es cuanta cantidad de movimiento puede tener una masa desde una posición neutral. La amplitud se mide generalmente en valores pico-pico para desplazamiento y valores cero-pico y RMS para velocidad y aceleración.^[12]

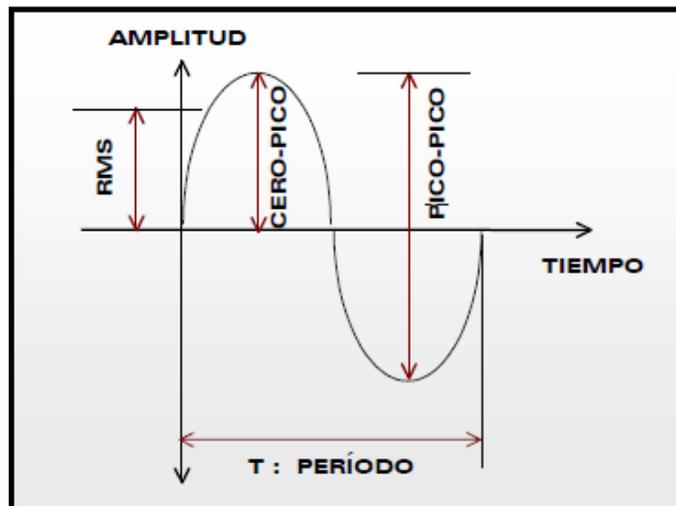


Figura I-2. Valores de medición de la amplitud de onda.

La fase realmente es una medida de tiempo entre la separación de dos señales, la cual puede ser relativa o absoluta. Generalmente es encontrada en grados. ^[12]

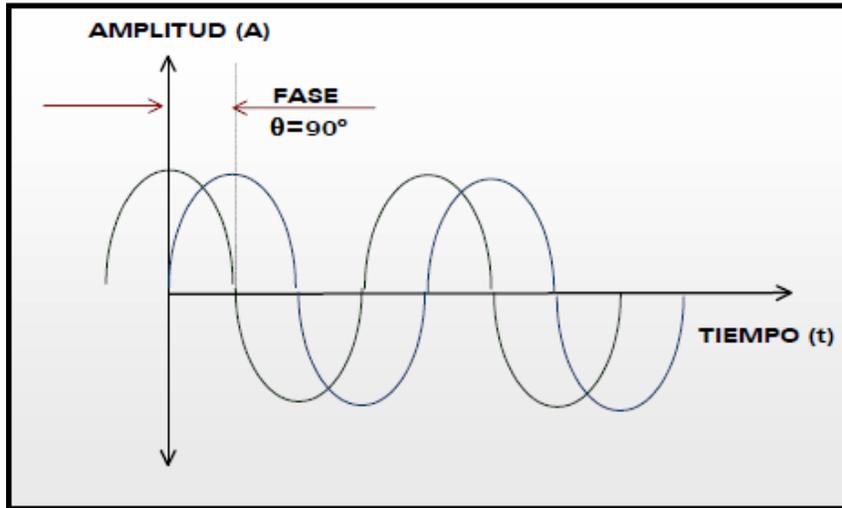


Figura I-3. Desfasamiento de una onda. ^[12]

1.8. Vibración compuesta

Una señal compuesta es una sumatoria de varias señales sinusoidales que comprenden cada uno de los componentes que se encuentran en la máquina, más todos los golpeteos y vibraciones aleatorias. ^[12] El resultado es una señal como la ilustrada.

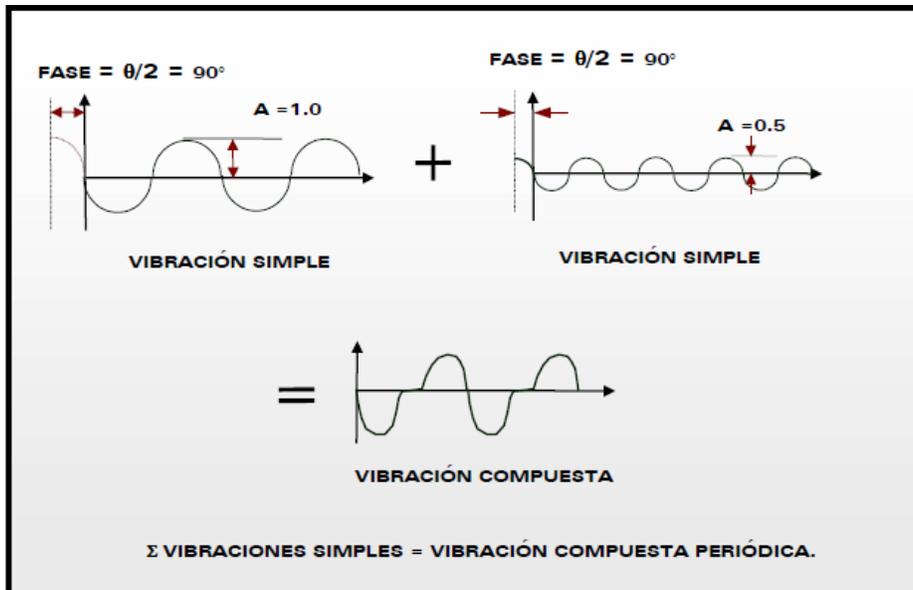


Figura I-4. Vibración compuesta.

1.9. Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes

Además de las vibraciones simples, también existen otros tipos de vibraciones como son la vibración aleatoria y los golpeteos intermitentes. La vibración aleatoria no cumple con patrones especiales que se repiten constantemente o es demasiado difícil detectar donde comienza un ciclo y donde termina. Estas vibraciones están asociadas generalmente a turbulencia en blowers y bombas, a problemas de lubricación y contacto metal-metal en elementos rodantes o a cavitación en bombas.

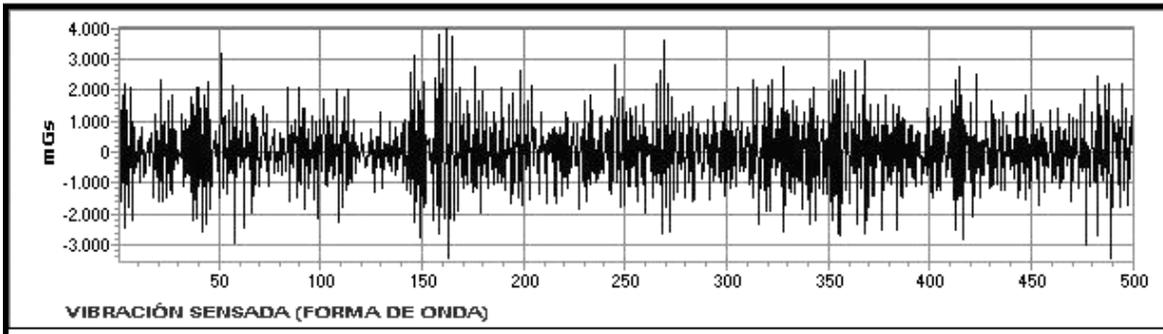


Figura I-5. Vibración sensada en el dominio del tiempo.

Este tipo de patrones es mejor interpretarlos en el espectro y no en la onda en el tiempo. Los golpeteos intermitentes están asociados a golpes continuos que crean una señal repetitiva. Estas se encuentran más comúnmente en los engranajes, en el paso de las aspas de un impulsor o ventilador, etc. Este tipo de señales tiende a morir debido a la amortiguación del medio. [12]

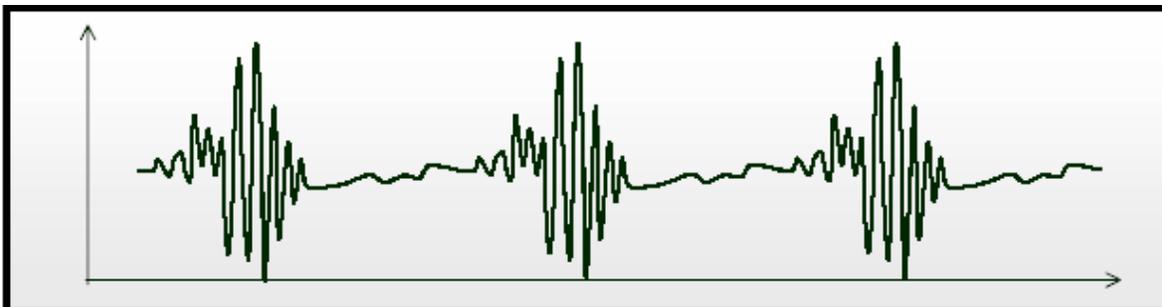


Figura I-6. Vibración en el dominio de la frecuencia.

1.10. Transformada de Fourier

Hasta ahora sólo hemos visto vibraciones en el dominio del tiempo, que son señales directas de la máquina.

Como ya se dijo antes, en estas señales se encuentra plasmada toda la información acerca del comportamiento de cada componente de la máquina. Pero hay un problema a la hora de realizar un diagnóstico: estas señales están cargadas de mucha información en forma muy compleja, la cual comprende las señales características de cada componente de la máquina, por lo cual prácticamente queda imposible distinguir a simple vista sus comportamientos característicos.

Existen otras formas para realizar un estudio de vibraciones, entre las cuales se encuentra mirar esta señal en el dominio de la frecuencia. Esta es la gráfica de Amplitud contra Frecuencia y es conocida con el nombre de espectro. Esta es la mejor herramienta que se tiene actualmente para el análisis de maquinaria.

Fue precisamente el matemático francés Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) quien encontró la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos.

Entonces lo que hace un analizador de espectros que trabaja con la transformada rápida de Fourier es capturar una señal desde una máquina, luego calcula todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último las muestra en forma individual en el eje X de la frecuencia. Como en la siguiente ilustración de tres dimensiones.

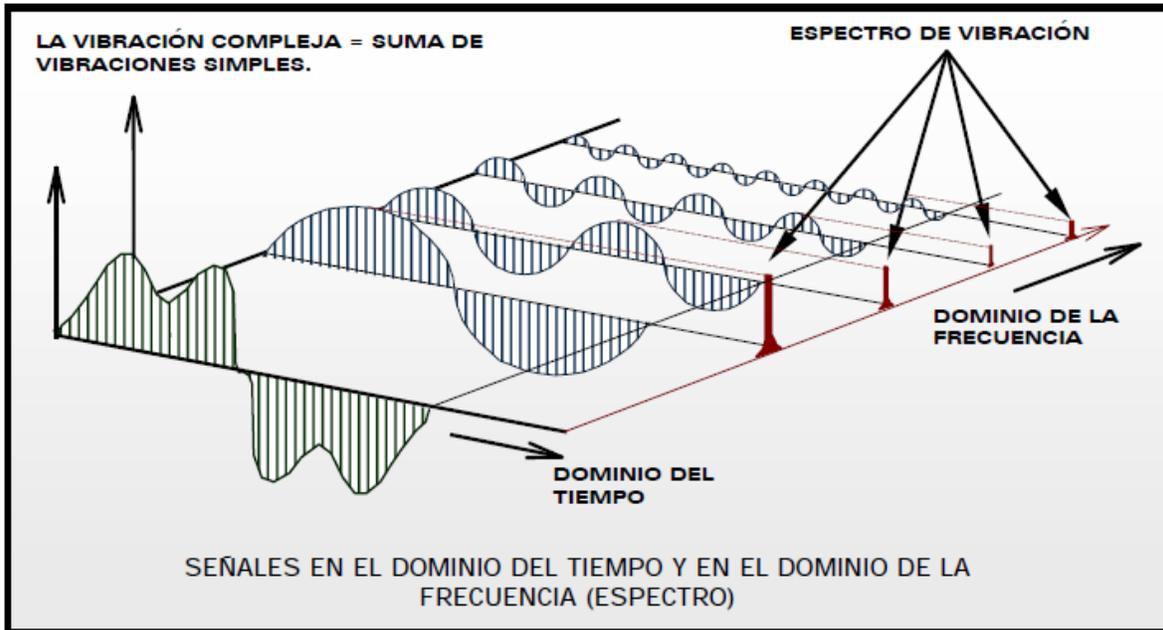


Figura I-7. Descomposición de una señal en sus componentes por la transformada de Fourier.

Puede notarse claramente la señal compleja (en color verde), capturada desde una máquina. A dicha señal se le calculan todas las series de señales sinusoidales en el dominio del tiempo (vistas en azul) y por último se muestra cada una en el dominio de la frecuencia (vistas en rojo). [12]

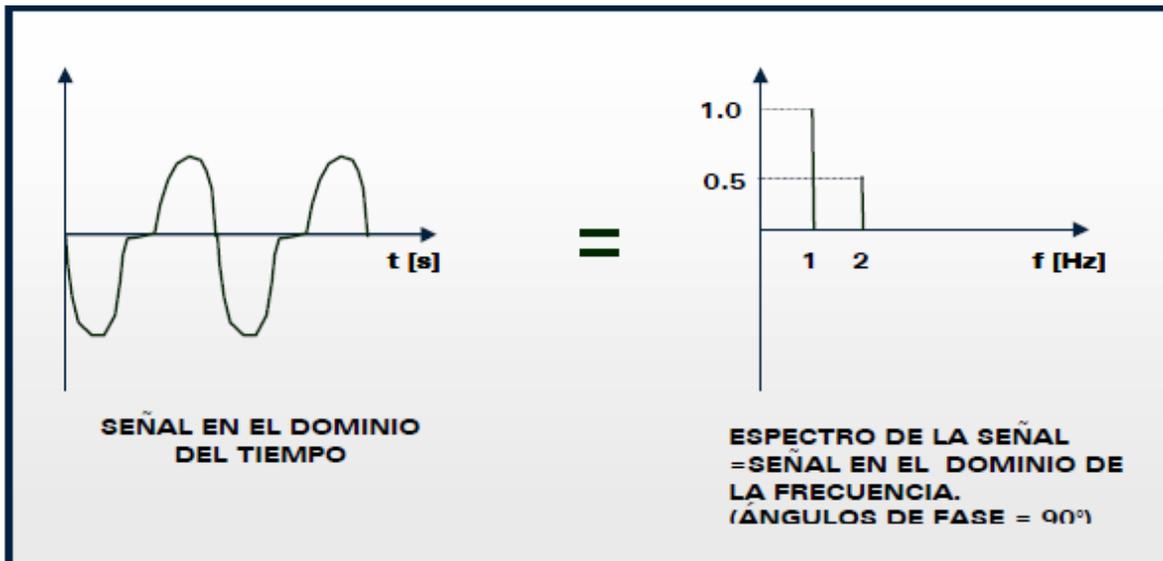


Figura I-8. Descomposición de una señal sinusoidal.

1.11. Frecuencia natural

Es la frecuencia a la cual vibrará una máquina o estructura cuando esté sometida a una vibración espontánea. Se trata de la frecuencia a la cual una máquina “prefiere” vibrar. Por ejemplo, cuando se toca una campana, ésta vibrará a la frecuencia para la cual fue diseñada. La mayoría de las máquinas y estructuras tienen muchas frecuencias naturales a las cuales vibrarán.

Cualquier fuerza momentánea provoca la excitación a una o más frecuencias naturales. [21]

1.12. Frecuencia de Resonancia

Es la frecuencia a la cual se produce la coincidencia entre una frecuencia natural y una frecuencia de inducción. Por lo general, la vibración aumenta a medida que la frecuencia de inducción se acerca a la frecuencia natural, alcanzando su punto máximo cuando ambas coinciden.

La velocidad crítica se trata de un caso especial de frecuencia de resonancia que se produce cuando la velocidad de rotación de una máquina coincide con una frecuencia natural de la misma. En la mayoría de los casos, se trata de una frecuencia natural del eje que causa su vencimiento con grandes amplitudes de la vibración consiguientes. [21]

La resonancia no es una condición segura para un sistema que vibra, en general para la mayoría de equipos y estructuras esta condición debe evitarse.

Existe una frecuencia (ω) de giro tal que la amplitud es máxima, tal es llamada frecuencia crítica (ω_c). [20]

Existen defectos en las máquinas que únicamente pueden ser detectados durante el proceso de operación, como: desbalances, resonancias, desalineamientos, etc. [15]

En una máquina rotativa las velocidades o frecuencias críticas dependen fundamentalmente de: Masa y rigidez del motor, rigidez y amortiguación aportada por los apoyos y la masa y rigidez en la estructura del soporte.

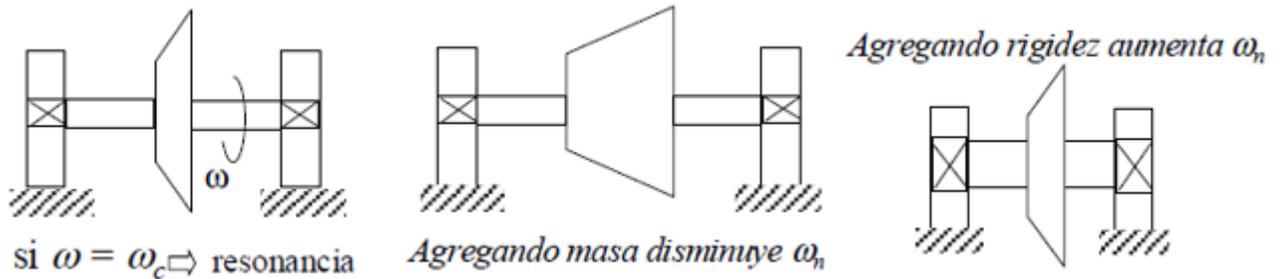


Figura I-9. Alteraciones posibles a la frecuencia crítica.

Puede hablarse de un rotor flexible cuando: su velocidad (o rango) de operación es superior a la primera velocidad crítica del sistema rotor-apoyos-estructura-soporte.

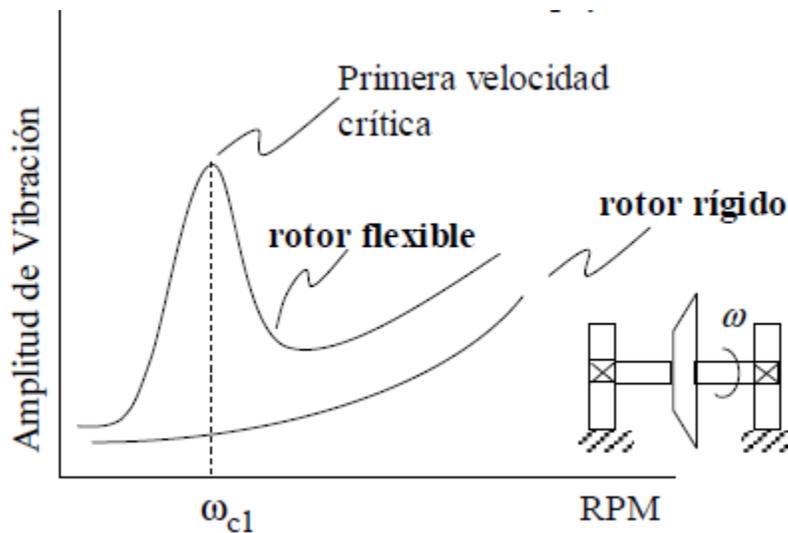


Figura I-10. Comportamiento de la amplitud de vibración frente a la frecuencia de giro.

Puede hablarse de un rotor rígido cuando: su velocidad (o rango) de operación es menor a la primera velocidad crítica del sistema rotor-apoyos-estructura-soporte.^[20]

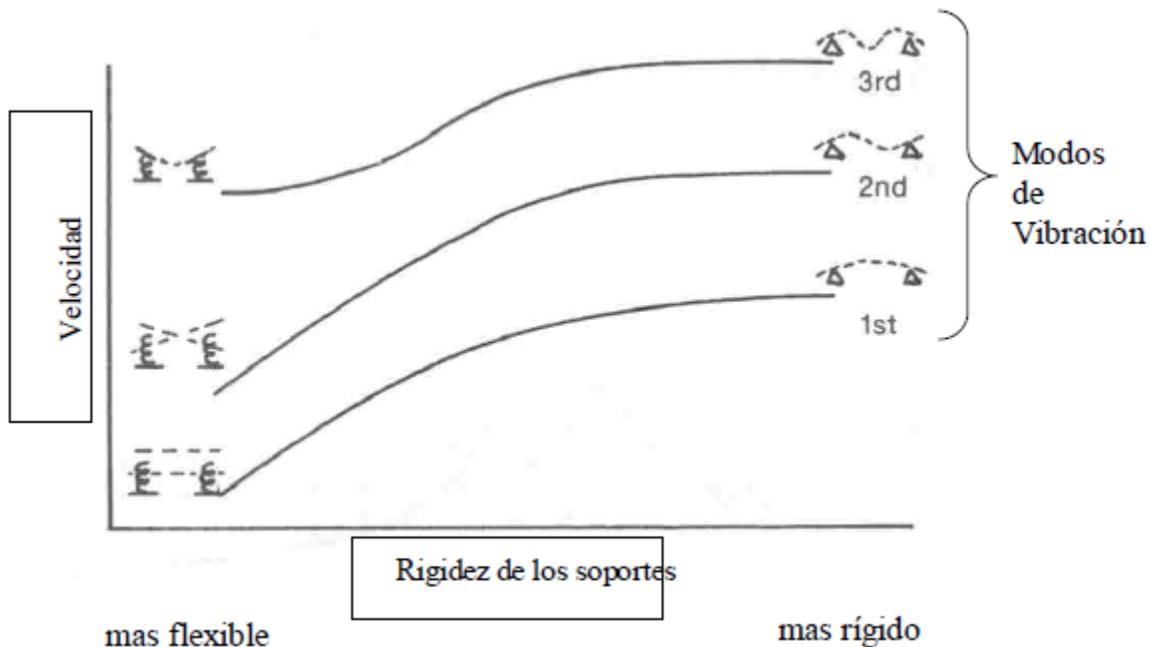


Figura I-11. Comportamiento de los modos de vibración frente a la rigidez de los soportes.

1.13. Aproximación inicial de verificación de vibraciones en el campo

Método básico para la verificación de las vibraciones en campo:

- Verificar el estado de la base para asegurarse que se encuentre firmemente anclado, en su caso, si existen aisladores de vibración, que se encuentren en buenas condiciones. Lo anterior es de primordial importancia, dado que las bases son el único medio de sujeción de la maquinaria a este planeta. Si la base se encuentra suelta o en malas condiciones, cualquier vibración adicional proveniente de los elementos de la maquinaria se verá seriamente amplificada por esta mala sujeción. Es por eso que se dice “Una buena base para una verificación, es la verificación de una buena base”.
- Identificar con las yemas de los dedos posibles solturas existentes entre superficies, como son patas de motores hacia sus bases, bases hacia cimientos, placas hacia bases metálicas, etc. En ocasiones los problemas que parecen complejos en el mundo de las vibraciones se resuelven con este sencillo

procedimiento. En caso de encontrar situaciones como las mencionadas, será necesario reapretar la tornillería o en su defecto reforzar las bases teniendo el debido cuidado de monitorear en tiempo real los niveles de vibración para asegurarse que los niveles no aumenten.

- Caminar alrededor de la maquinaria para sentir con los pies o manos aquellas zonas en las cuales se presenten niveles de vibración mayores. De ser necesario toque la tubería o ductería como es el caso de bombas, ventiladores o sopladores, tratando de encontrar zonas con niveles elevados de vibración. Recuerde que la resonancia no es una causa de vibración, es un magnificador de los niveles de vibración, pudiendo ocasionar daños severos en la maquinaria y sus alrededores.
- Debe informarse si han ocurrido cambios en el proceso o acciones de mantenimiento. Es probable que el problema se deba a un cambio efectuado, por más insignificante que este parezca. Cambios en velocidades de giro, en condiciones de carga, en bases reforzadas, etc., pueden ser la clave para localizar el problema aun sin la necesidad de utilizar un instrumento. ^[13]

CAPÍTULO II: METODOLOGIA EXPERIMENTAL

2.1. Ventajas del uso del Método de Elementos Finitos.

El estudio por medio del MEF, se propone como una innovación en el método del mantenimiento predictivo, este método de estudio se elige porque sus parámetros pueden ser variados fácilmente, lo cual no ocurre con la maquinaria en estudio al ser una maquinaria del más alto nivel de importancia para el funcionamiento del proceso, por lo cual no se tiene la disponibilidad para efectuar una revisión o corrección exhaustiva de todas las posibles causas de fallas, por lo que es deseable que exista algún método de apoyo para sugerir si ciertas anomalías que se presentan en el equipo son merecedoras de acciones correctivas (en este caso las grietas en la base) o en su caso si estas no son tan determinantes y la causa de las vibraciones debe buscarse en otra parte de la maquinaria.

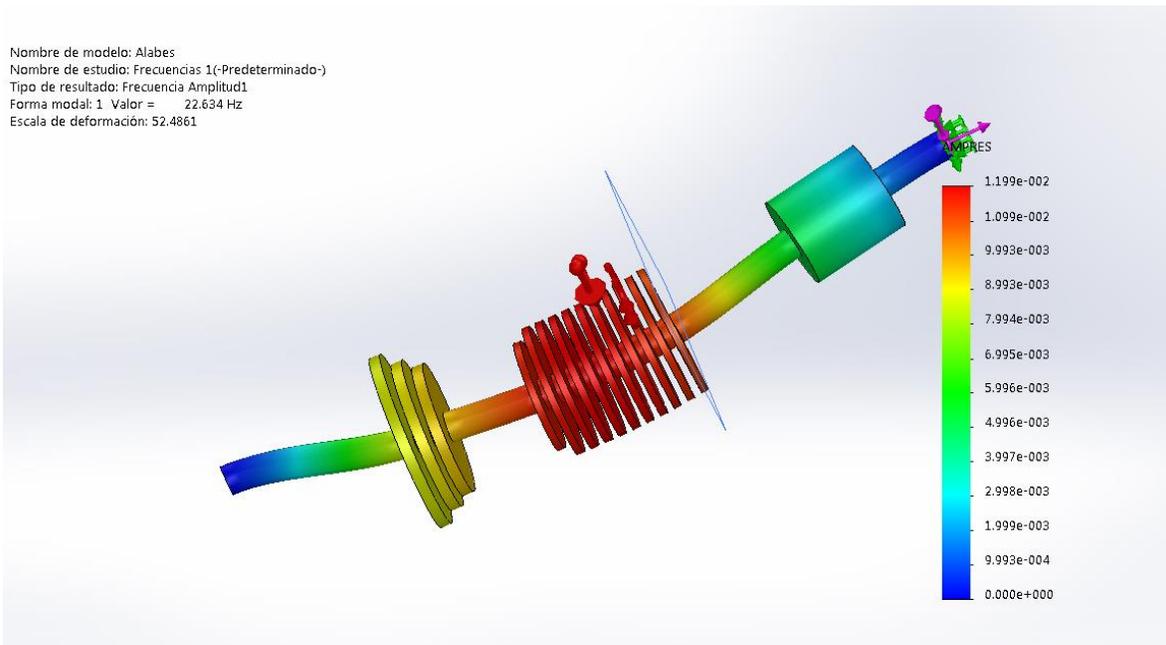


Figura II- 1. Ejemplo de la aplicación del Software de Método de Elementos Finitos "SolidWorks Simulation Premium".

2.2. Desventajas del uso del Método de Elementos Finitos.

Las desventajas que tiene el Método de Elementos Finitos con respecto al Método de Análisis de Frecuencias es que en este cada una de las características de la maquinaria están implícitas en las mediciones y por lo tanto se tiene de manera

implícita todas las posibles causas de desajustes por lo que teóricamente solo deberemos buscar esta causa raíz. Esto es algo de lo que se carece en el Método de Elementos Finitos, ya que debemos partir de la asunción de que la maquinaria no presenta defectos, cosa que como se describió en el Capítulo I, no es posible, ya que las máquinas presentan defectos en su construcción ya desde el mismo momento en que son ensambladas por primera vez, sin contar los desajustes que sufrirán durante su vida de trabajo, por lo que deberemos intentar predecir cuál es la causa de las vibraciones medidas en campo y a continuación tratar de reproducirlas en el simulador.

2.3. Hipótesis.

Se propone que la característica que más impacta al amplificar las vibraciones del turbogenerador es la deficiente sujeción de este a la base de concreto. Se estudiara el efecto que tiene sujetar la base de la turbina a diferentes áreas de apoyo, en proporciones variables, se espera que las vibraciones deben amplificarse al contar con menores áreas de apoyo, se requerirá de una fuerza menor para lograr un desplazamiento de igual magnitud, en este caso se estudiara la fuerza que se requiere para lograr desplazamientos iguales o mayores a 3 mm que es lo que se presenta en campo.

2.4. Universo.

El Universo del cual se pueden tomar zonas de áreas de sujeción para la experimentación son valores continuos (son infinitos).

2.5. Muestra.

Se propone en total 5 diferentes áreas de sujeciones representativas y el estudio con el área total disponible para la sujeción. El área que está sujeta al soporte se representa con gris, como se muestra en las siguientes figuras.

Guía de soportes de base de la turbina

Numero	Soporte
1	Solo Orilla
2	Segunda sección
3	Tercera sección
4	Cuarta sección
5	Quinta sección
6	Ultima sección

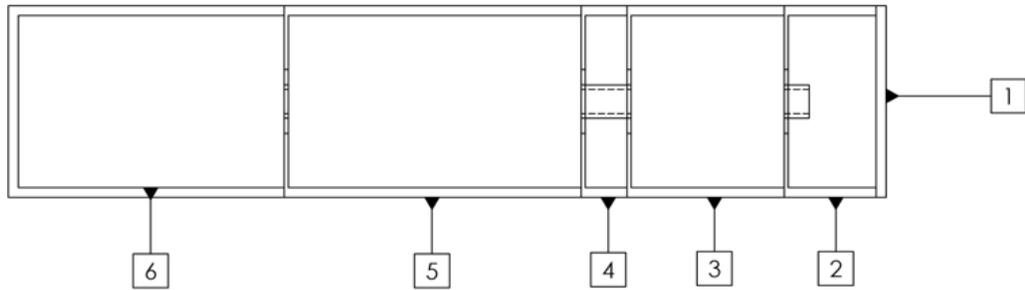


Figura II- 2 Guía de sujeciones para experimentos

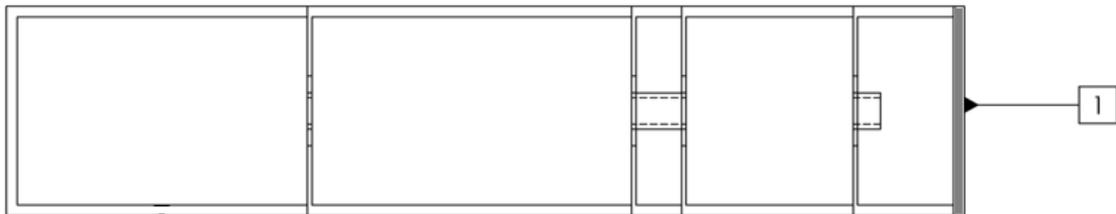


Figura II- 3 Primera área de sujeción

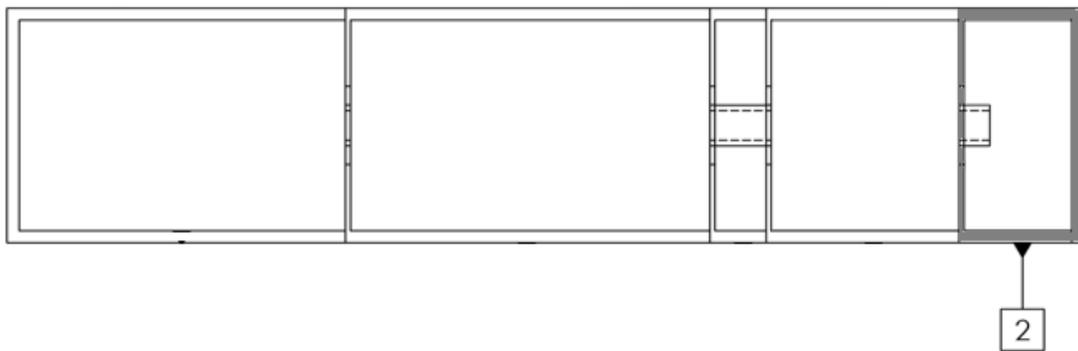


Figura II- 4 Segunda área de sujeción

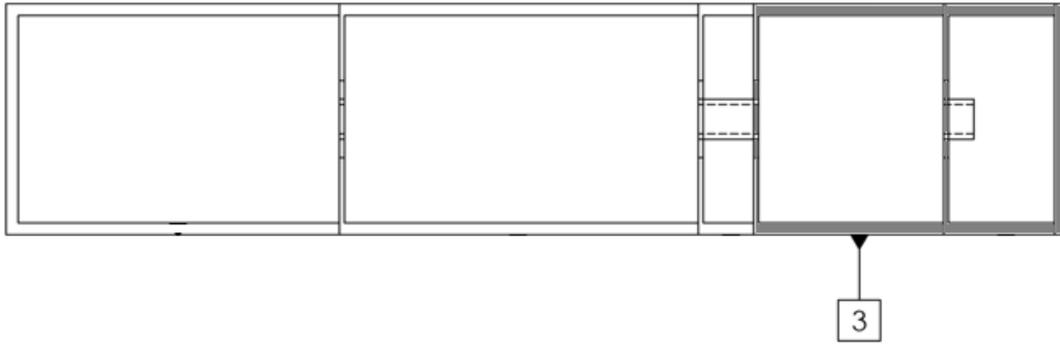


Figura II- 5 Tercera área de sujeción



Figura II- 6 Cuarta área de sujeción

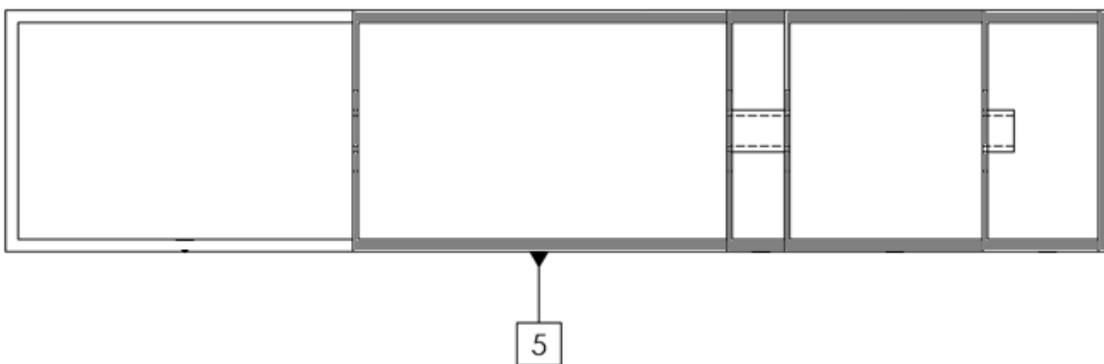


Figura II- 7 Quinta área de sujeción

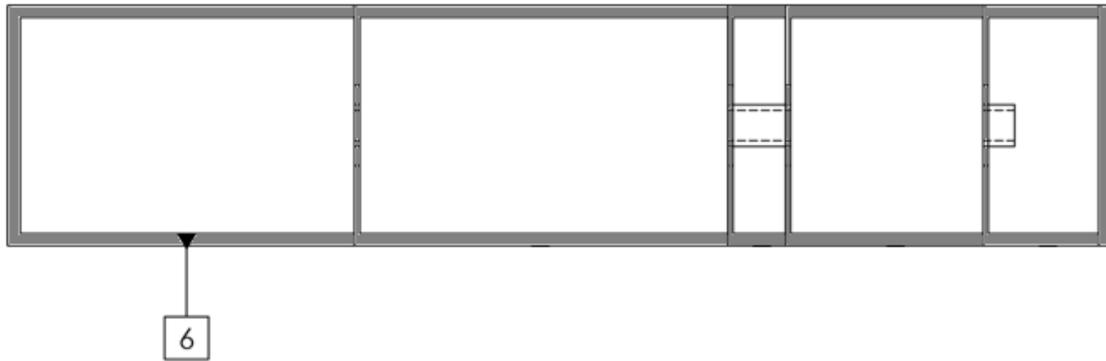


Figura II- 8 Sexta área de sujeción

2.6. Técnicas.

1. Se calculara primeramente un análisis de esfuerzos y desplazamientos en condiciones de cero desbalance, por medio de un **estudio estático**.
2. Después se obtendrán las formas modales de la estructura del turborreactor en condiciones de total sujeción, por medio de un **estudio de frecuencias**.
3. Se utilizará un **análisis armónico** para evaluar las respuestas de la base con las distintas configuraciones de soporte y en cada una de ellas cambiando la frecuencia de la carga, además que se obtendrán las fuerzas necesarias para realizar un desplazamiento de 3mm utilizando la frecuencia documentada de 30 Hz.
4. Consultar la **carta ilustrada para el diagnóstico de vibraciones** ^[21], ya que esta concentra muchas de las causas principales de las vibraciones en maquinaria con sus respectivas frecuencias a las que ocurren estas.

Se anexa una explicación de las características de cada uno de estos estudios

2.6.1. El software SolidWorks Simulation Premium

Se explicara brevemente que es el software SolidWorks Simulation Premium.

2.6.1.1 SolidWorks

SolidWorks es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico desarrollado en la actualidad por SolidWorks Corp., una subsidiaria de Dassault Systèmes (Suresnes, Francia), para el sistema operativo Microsoft Windows^[33], con el que se puede crear geometría 3D usando sólidos paramétricos, el software está enfocado a diseño de producto, diseño mecánico, ensambles, y dibujos para taller. SolidWorks diseña de forma que registra un historial de operaciones para que se pueda hacer referencia a él en cualquier momento.

SolidWorks tiene soluciones para industrias de plásticos, lámina delgada, eléctrica, simulación y análisis por elementos finitos, el programa incluye un módulo inteligente de detección de errores de diseño y módulos para diseño sustentable.

Con Solidworks se puede diseñar piezas mecánicas en 3D, evaluar ensambles de varias piezas y producir dibujos de fabricación para el taller, además se puede manejar los datos de diseño en su sistema de administración PDM (Product Data Managment) y llevar un control de las versiones de dibujos.

Al diseñar se puede evaluar el impacto ambiental del diseño, simular virtualmente las condiciones del diseño en situaciones reales y optimizar su desempeño. El programa está basado en un motor de modelado de sólidos y también contiene comandos de creación, edición de superficies complejas, además es asociativo entre los modelos 3D y sus planos.

SolidWorks se puede aplicar en diseño mecánico, sistemas mecatrónicos, cinemática, ensamble de robótica, diseño automotriz y aeroespacial, biomecánica, diseño de dispositivos médicos, etc. ^[34]

SolidWorks además de la versión Standard cuenta con múltiples paquetes con diversas utilidades entre los cuales están:

- SolidWorks Premium
- SolidWorks Professional

- SolidWorks Plastics
- SolidWorks Flow Simulation
- SolidWorks Simulation Professional
- SolidWorks Simulation Premium

2.6.1.2 SolidWorks Simulation Premium

Con la potente herramienta SolidWorks Simulation Premium se puede evaluar de una forma eficaz los aspectos de respuesta no lineal y dinámica, carga dinámica y materiales compuestos de múltiples diseños. SolidWorks Simulation Premium se suma a las funciones de SolidWorks Simulation Professional para ofrecer información útil que permita aumentar la fiabilidad del producto de la forma más rentable posible, con independencia de los materiales y el entorno de uso.

Entre las soluciones de SolidWorks Simulation se incluyen las siguientes:

- Análisis de caída
- **Análisis de frecuencias**
- Análisis estructural térmico
- **Análisis por elementos finitos**
- Análisis de piezas de plástico y caucho
- **Análisis de tensión lineal**
- **Análisis de vibraciones**
- **Análisis estructural.**^[35]

2.6.2. Estudios estáticos (o de tensión).

El análisis estático de una pieza o ensamblaje permite conocer cómo se deforma el sólido bajo la acción de una carga y como esta se transmite a través del mismo. El análisis permite determinar los desplazamientos, las deformaciones unitarias, las tensiones y las fuerzas de reacción que se producen sobre el modelo estudiado.^{[3],[8]}

El análisis estático realiza dos suposiciones que se deben tener en cuenta. La primera considera que el ensayo se realiza en condiciones estáticas, y la segunda define el ensayo como lineal, donde las deformaciones son proporcionales a las cargas aplicadas.^{[6],[8]}

Suposición estática. Las cargas aplicadas sobre su modelo se aplican lentamente hasta llegar al valor máximo establecido. Las cargas aplicadas no tienen en cuenta fuerzas inerciales y de amortiguamiento. Si el modelo está sometido a cargas dinámicas o cambiantes en el tiempo como colisiones, impactos, cargas oscilantes, etc., debe emplear Análisis Dinámicos y Estáticos.

El análisis estático de una pieza permite conocer cómo se deforma a condiciones de carga previamente definidas. Además, permite conocer si el modelo puede llegar a romperse y en caso de hacerlo, por donde se iniciara la fractura. Algunas de las propiedades mecánicas que se deben tener en cuenta en un análisis estático son:

Tensión. Es el cociente entre la fuerza aplicada (F) y el área (a) que la soporta. La tensión define la intensidad de fuerzas aplicadas al modelo por unidad de sección.

Tensión de von Mises. Es la tensión equivalente que actúa sobre los elementos diferenciales del modelo y que es comparada con la tensión del límite elástico del material. Permite conocer si la tensión está dentro de la zona elástica y optima o por el contrario se encuentra en la zona plástica no deseada.

Deformación unitaria. Es la proporción entre el cambio de longitud del modelo y la longitud inicial del mismo. Se expresa de forma adimensional

Módulo de elasticidad (EX). Es la relación entre la tensión y la deformación cuando esta es únicamente elástica. Es una propiedad que depende de cada material y que se determina de forma experimental. Se conoce como Módulo de Young. Para la mayoría de los metales está comprendido entre 4.5×10^4 MPa y 40.7×10^4 MPa. En las curvas de tensión deformación es la pendiente de la zona elástica.

Toda la deformación es elástica cuando deja de aplicarse la fuerza y el material recupera sus dimensiones iniciales. Las estructuras metálicas y muchos elementos

de máquina se diseñan para que no estén sometidos a tensiones superiores al límite elástico y no se deformen plásticamente

Límite elástico (σ_e). Es la máxima tensión que puede soportar un material sin que se produzcan deformaciones permanentes. En un diagrama de tracción (esfuerzos-deformaciones), el límite elástico divide la gráfica en deformaciones elásticas y deformaciones plásticas o permanentes. [10]

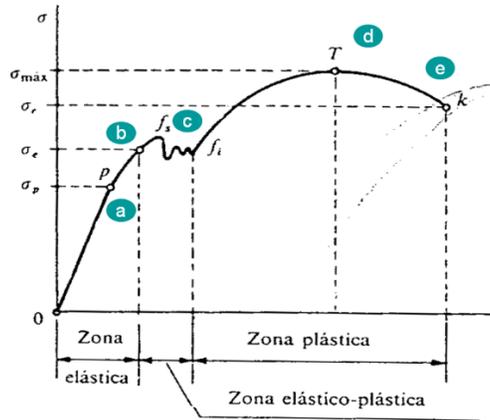


Figura II- 9. Diagrama Esfuerzo-Deformación.

2.6.3. Estudios de frecuencia.

Un sólido alterado de su posición de descanso tiende a vibrar con ciertas frecuencias denominadas naturales o resonantes. La frecuencia natural más baja se denomina frecuencia fundamental. Para cada frecuencia natural, el sólido adquiere una determinada forma denominada forma modal. El análisis de frecuencia calcula las frecuencias naturales y las formas modales asociadas.

En teoría, un sólido tiene un número infinito de modalidades. [2] Para sistemas no amortiguados, la resonancia provoca teóricamente movimiento infinito. La amortiguación, sin embargo, pone un límite en la respuesta de las estructuras debido a las cargas resonantes. [2]

Cuando una estructura se excita adecuadamente por una carga dinámica, con una frecuencia que coincide con una de sus frecuencias naturales, la estructura se somete a grandes desplazamientos y tensiones. [2] Este fenómeno se denomina resonancia. Por ejemplo, un automóvil con una rueda mal alineada tiembla

violentamente cuando alcanza una determinada velocidad a causa de la resonancia. El temblor, en cambio, disminuye o desaparece a otras velocidades. Otro ejemplo es el de un sonido fuerte, como la voz de un cantante de ópera, que puede romper un cristal.^[9]

El análisis de frecuencia puede ayudarle a evitar fallos por tensiones excesivas causadas por la resonancia. También proporciona información sobre cómo solucionar problemas relacionados con la respuesta dinámica. ^[9]

Un modelo real tiene un número infinito de frecuencias naturales. Sin embargo, un modelo de elementos finitos tiene un número finito de frecuencias naturales que es igual al número de grados de libertad considerados en el modelo. Sólo se necesitan los primeros pocos modos para la mayoría de los propósitos. ^[2]

Las frecuencias naturales y las correspondientes formas modales dependen de la geometría, las propiedades del material y las condiciones de apoyo.

Las cargas afectan a las características modales de un cuerpo. En general, las cargas de compresión disminuyen las frecuencias resonantes y cargas de tracción las aumentan. Este hecho se demuestra fácilmente cambiando la tensión en una cuerda de violín. Cuanto mayor es la tensión, mayor es la frecuencia (tono). ^[2]

2.6.4. Estudios armónicos.

Este estudio sirve para definir cargas como funciones de frecuencia y evaluar la respuesta pico en diversas frecuencias en funcionamiento. ^[9]

Los estudios armónicos se utilizan para calcular la respuesta de estado estable pico ocasionada por cargas armónicas o excitaciones de la base.

Una carga armónica P se expresa como $P = A \sin(\omega t + \varphi)$ donde: A es la amplitud, ω es la frecuencia, t es el tiempo y φ es el ángulo de fase. A continuación, se muestran cargas armónicas de ejemplo de frecuencias distintas ω frente al tiempo^{[4],[7]}

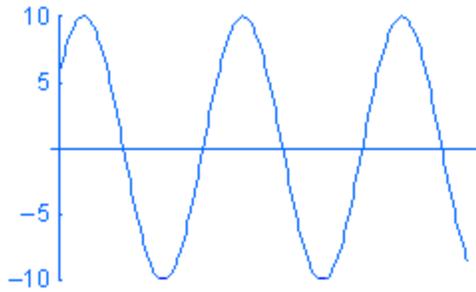


Figura II- 10. Ejemplo de cargas armónicas.

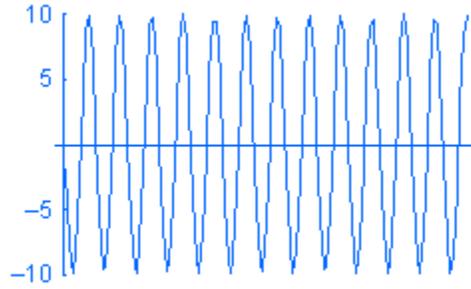


Figura II- 11. Ejemplo de cargas armónicas.

A pesar de que puede crear un estudio modal de historia-tiempo y definir cargas como funciones de tiempo, quizás no le interese en la variación transitoria de la respuesta con el tiempo. En esos casos, puede ahorrar tiempo y recursos solucionando la respuesta de estado estable pico en el intervalo de frecuencia operacional deseado mediante análisis armónico.

Por ejemplo, un motor montado en una mesa de pruebas transfiere cargas armónicas al sistema de soporte a través de los pernos. Puede modelar el sistema de soporte y definir un estudio armónico para evaluar los desplazamientos de estado estable pico, tensiones, etc. para las frecuencias en funcionamiento del motor. Puede aproximar el motor mediante una masa distribuida. [7]

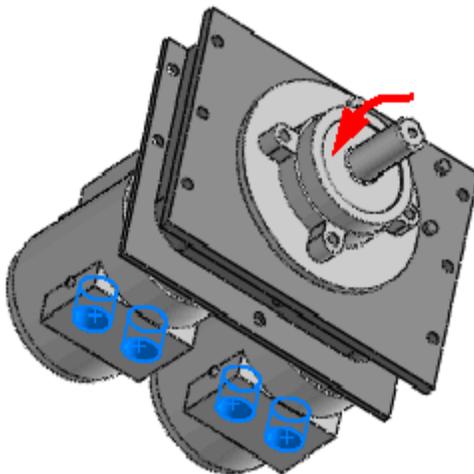


Figura II- 12. Motor transfiriendo una carga armónica.

Tras ejecutar el estudio, puede ver las tensiones pico, desplazamientos, aceleraciones y velocidades, así como los ángulos de fase de la respuesta en todas las frecuencias en funcionamiento.

Las opciones de amortiguamiento modal, de Rayleigh y compuesta están disponibles para este tipo de análisis. [5]

2.6.5. Carta de diagnóstico de vibraciones.

Es un medio probado para ayudar en el análisis y diferenciación entre los muchos problemas que se pueden presentar en la maquinaria. Cubre 17 tipos de problemas que fueron complementariamente subdivididos dentro de 40 categorías. Básicamente las ilustraciones de los cuadros, parten del simple problema a 1X RPM y continúa con el diagnóstico de problemas más complejos.

Adicionalmente a la columna de los “espectros típicos”, se puede observar la columna denominada “relación de fases”, de gran importancia ya que es una poderosa herramienta de ayuda para diferenciar entre diferentes tipos de problemas con espectros similares. Por ejemplo hay un largo número de problemas que generan vibración de 1X a 2X RPM de la frecuencia de rotación del eje de la maquinaria. Usando el análisis de fases, se entiende como la máquina está vibrando, y en cuál de las direcciones y cual fase es más pronunciada. Finalmente, la columna de observaciones proporciona y explica información complementaria de los problemas de las máquinas, síntomas y diagnósticos. [21]

2.7. Modelado

Para la realización de la simulación por el MEF primeramente, se procede a realizar un modelo geométrico tridimensional paramétrico de las partes rotativas y las partes estáticas significativas para el análisis.

2.8. Sujeciones

Las sujeciones definen la forma en que el modelo está posicionado y anclado en el entorno. Puede definir desplazamientos de cero y distintos de cero en vértices, aristas o caras para utilizarlos en los análisis.

2.9. Mallado.

Una de las etapas más importantes en la realización de una simulación numérica por ordenador es la definición del mallado del modelo tridimensional de una pieza o ensamblaje. Como ya se sabe el mallado es una operación que divide el modelo en porciones más pequeñas denominadas elementos que a su vez se encuentran conectados a otros elementos adyacentes mediante puntos o nodos.

El método de los elementos finitos resuelve ecuaciones diferenciales sobre cada uno de los nodos del modelo mallado y extiende la solución, de forma aproximada mediante interpolación, al resto de los puntos que no son nodos. El post procesado final permite visualizar el resultado del análisis sobre el mismo modelo 3D y en colores por el suavizado y la interpolación de los resultados numéricos obtenidos.

2.9.1. Métodos adaptativos.

Se puede preguntar si la calidad de la malla definida es válida para obtener unos resultados coherentes en el modelo evaluado. También se puede preguntar si el tamaño de la malla es el adecuado. En estos casos SolidWorks Simulation ofrece dos métodos de cálculo que son capaces de realizar diversas iteraciones hasta conseguir una determinada precisión en los resultados finales con un nivel de error predeterminado. Los procedimientos se denominan métodos adaptativos y SolidWorks Simulation dispone de dos métodos distintos Método H y Método P.^[10]

2.9.1.1. Método H.

En el método H la malla inicial se subdivide en elementos más pequeños en las zonas donde existe mayor riesgo de error, como en el caso donde existen fuerzas mayores, cambios en la sección, o donde se produce mayor deformación.

La estimación del error se basa en la continuidad de las tensiones. SolidWorks realiza la media del valor de la tensión en cada uno de los nodos de la malla y compara el valor de la tensión en cada uno de los nodos. El error es la diferencia entre el valor medio y el valor en cada nodo. Cuando el error es superior a un porcentaje predefinido, el cálculo se para y se realiza un mallado más refinado. Podemos definir el número de iteraciones a realizar en cada una de las

simulaciones. El análisis se detiene cuando el error obtenido es inferior a un porcentaje, cuando se llega a un número de iteraciones determinado o cuando los resultados de las iteraciones convergen hacia un único valor.^[10]

2.10. Método y diseño del experimento

Se utilizará el método de elementos finitos integrado en el software de diseño mecánico SolidWorks Simulation Premium.

2.10.1. Método experimental.

A continuación se presentará un diagrama del método experimental a seguir, basado en los objetivos propuestos, y tendiente a cumplir con ellos.

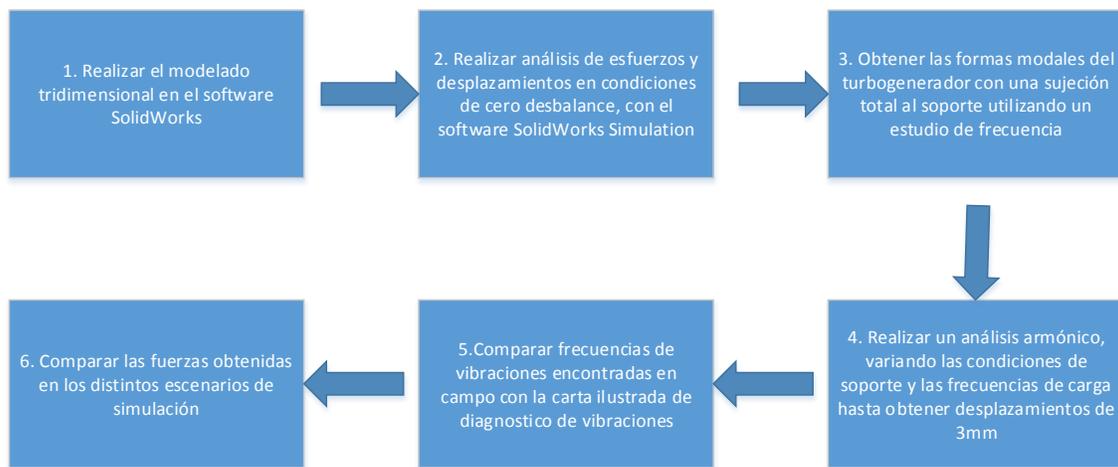


Figura II- 13. Metodología experimental general.

2.10.1.1. Procedimiento del estudio.

Para la recolección, el registro y el análisis de la información proveniente de las simulaciones, el software SolidWorks Simulation Premium presenta una gran cantidad de herramientas incorporadas.

Se tienen 3 tipos de estudios: estudio estático, estudio de frecuencias y análisis armónico, para la realización de estos estudios, se procede de forma similar en cada

uno de ellos, el diagrama de flujo que muestra cómo realizar cada uno de estos estudios se muestra a continuación:^[10]

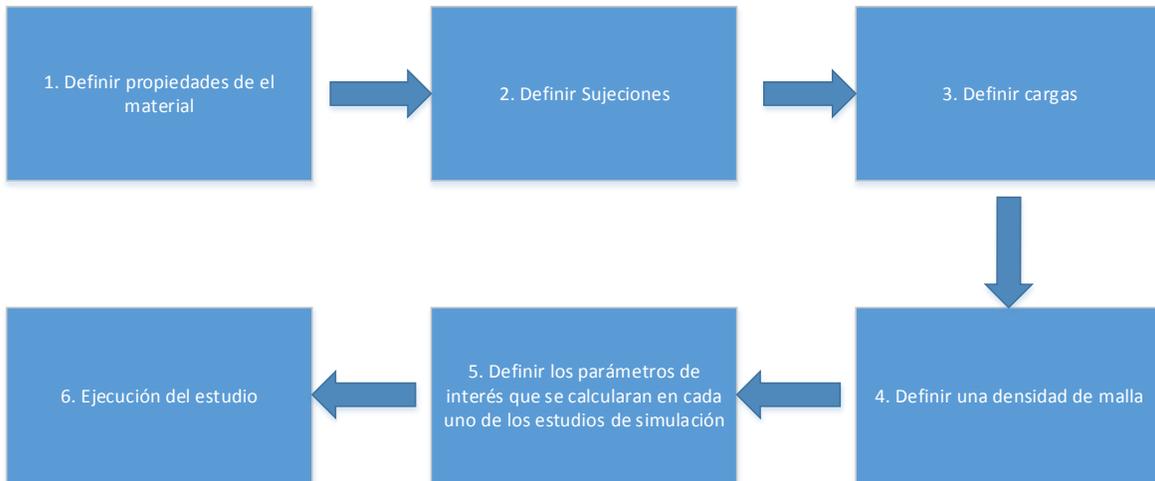


Figura II- 14. Procedimiento para definir un estudio de simulación en SolidWorks.

Para la comparación con la carta ilustrada de diagnóstico de vibraciones se utilizara el siguiente procedimiento:

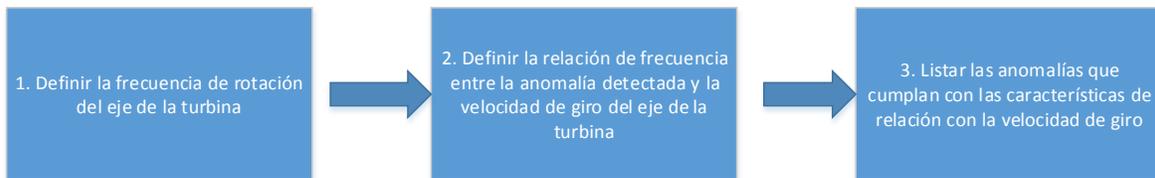


Figura II- 15. Procedimiento para la utilización de la carta de diagnóstico de vibraciones.

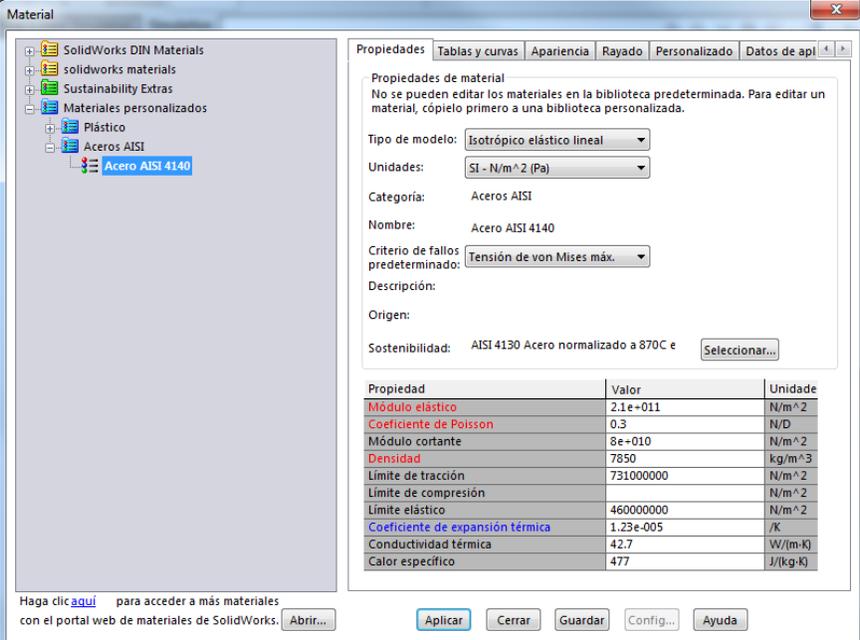
CAPÍTULO III:
SIMULACIÓN EN
SOLIDWORKS®
SIMULATION
PREMIUM

3.1. Elaboración del diseño mecánico en 3D de la base de la turbina, eje y los alabes.

Los planos del diseño mecánico de los elementos como: conjunto del eje, turbinas, compresor, generador y soportes que intervienen directamente en la transmisión de vibraciones, se adjuntan en los Anexos, siendo el Anexo A la base de la turbina, el Anexo B el eje y los alabes de la turbina, los elementos estáticos no necesarios fueron descartados, como la carcasa de protección, la tobera, las tomas de aire, etc. Las medidas fueron aproximadas a dimensiones obtenidas de cálculos de diseño, datos del fabricante, datos del manual de operaciones y dibujos técnicos.

3.2. Material

Las propiedades del material se buscaron en tablas de propiedades de aceros normalizados y se encontró que existe un equivalencia entre el acero AISI 4140 y el SAE 4140^[31], y de este se encontraron las propiedades, densidad, módulo de elasticidad, coeficiente de dilatación, conductividad térmica, calor específico y coeficiente de Poisson^[32], y los datos faltantes se tomaron del acero AISI 4130, los cuales son similares, la tabla de propiedades del material quedo así:



Material

Propiedades Tablas y curvas Apariencia Rayado Personalizado Datos de apl

Propiedades de material
No se pueden editar los materiales en la biblioteca predeterminada. Para editar un material, cópielo primero a una biblioteca personalizada.

Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal

Unidades: SI - N/m² (Pa)

Categoría: Aceros AISI

Nombre: Acero AISI 4140

Criterio de fallos predeterminado: Tensión de von Mises máx.

Descripción:

Origen:

Sostenibilidad: AISI 4130 Acero normalizado a 870C e

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo elástico	2.1e+011	N/m ²
Coefficiente de Poisson	0.3	N/D
Módulo cortante	8e+010	N/m ²
Densidad	7850	kg/m ³
Límite de tracción	731000000	N/m ²
Límite de compresión		N/m ²
Límite elástico	460000000	N/m ²
Coefficiente de expansión térmica	1.23e-005	/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m·K)
Calor específico	477	J/(kg·K)

Haga clic [aquí](#) para acceder a más materiales con el portal web de materiales de SolidWorks.

Figura III- 1. Tabla de propiedades del Acero AISI 4140.

3.3. Sujeciones

La base de la turbina se dividió en 6 secciones de las cuales su disposición espacial se muestra en el Anexo C, así como en la sección 2.5 Muestra, estas secciones de sujeción numeradas constituyen cada una un tipo de sujeción numerado.

3.4. Estudio de frecuencias

Se enlistaran los resultados de los modos de vibración obtenidos, con diferentes sujeciones, siendo estas los tipos y el número de tipo incluye todas las sujeciones anteriores, ejemplo: sujeción tipo 3 comprende las secciones 1, 2 y 3 y la sujeción tipo 6 comprende todas las secciones de la base de la turbina.

Se establecieron 3 conexiones de rodamiento entre el eje de la turbina y la base de la turbina en la sección de contactos.

Para las soluciones del modelo, en el mallado de la turbina se utilizó el tamaño más fino de malla posible en el estudio que fue de 8.86 cm y se estudiaran las primeras 20 frecuencias propias del modelo de turbina para los 6 diferentes tipos de sujeciones propuestos todo esto para fines de comparación ya que los modos que son útiles son los primeros.^[2] Los resultados se adjuntan en el Anexo E.

3.5. Estudio dinámico-armónico

Se aplicó una fuerza uniforme en la pared izquierda de la turbina, esta fuerza tiene una magnitud variable de experimento a experimento, con las diferentes configuraciones de tipos de sujeción como se ha visto anteriormente en el estudio de frecuencias, esta fuerza varía en frecuencia, y la gráfica desplazamiento con respecto a la frecuencia se muestra para cada uno de los experimentos, así como el valor del desplazamiento máximo y a que frecuencia se alcanza este.

Configuración del estudio	Valor
Numero de frecuencias solicitadas	10
Numero de puntos para cada frecuencia	10
Limite superior de frecuencia	100 Hz
Ancho de banda alrededor de cada frecuencia	0.4
Solver	DirectSparse

Tabla III- 1. Configuración del estudio dinámico-armónico.

3.5.1 Experimento 1 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 1

Configuración	Valor
Fuerza	3000N
Amplitud Máxima	3.29 mm
Frecuencia de máximo desplazamiento	1.7785 Hz

Tabla III- 2. Resultados del estudio con sujeción tipo 1.



Nombre de estudio: Dinámico 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Dinámica lineal Desplazamiento Desplazamientos2

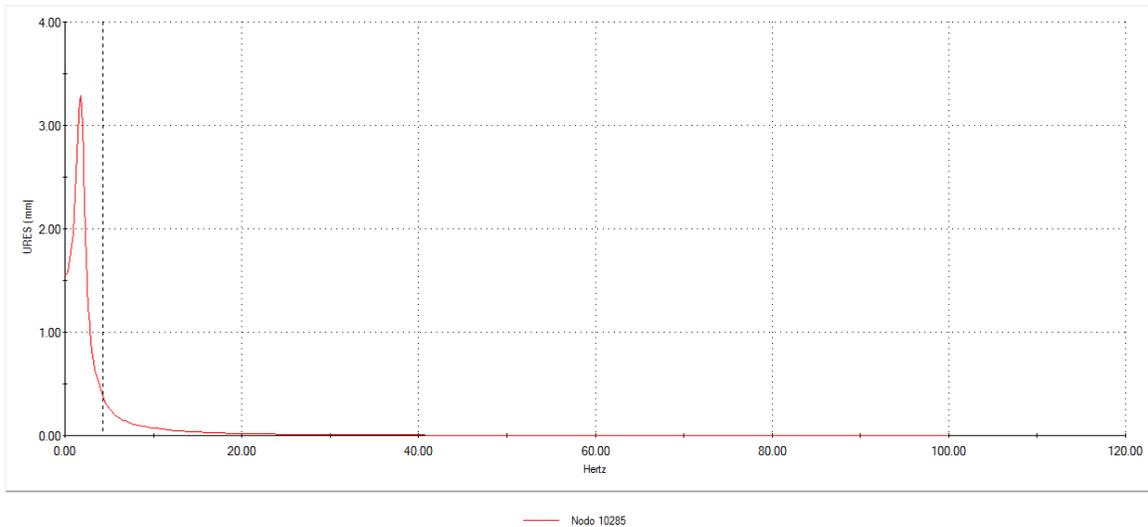


Figura III- 2. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 1

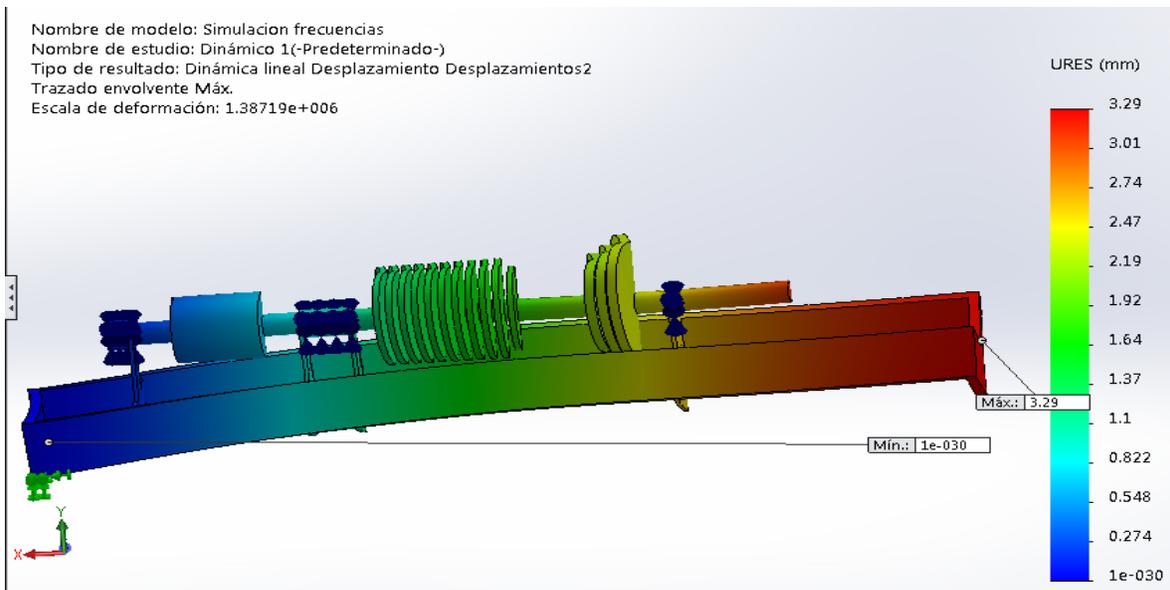


Figura III- 3. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 1.

3.5.2 Experimento 2 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 2

Configuración	Valor
Fuerza	5000N
Amplitud Máxima	3.14 mm
Frecuencia de máximo desplazamiento	2.0901 Hz



Tabla III- 3. Resultados del estudio con sujeción tipo 2.

Nombre de estudio: Dinámico 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Dinámica lineal Desplazamiento Desplazamientos2

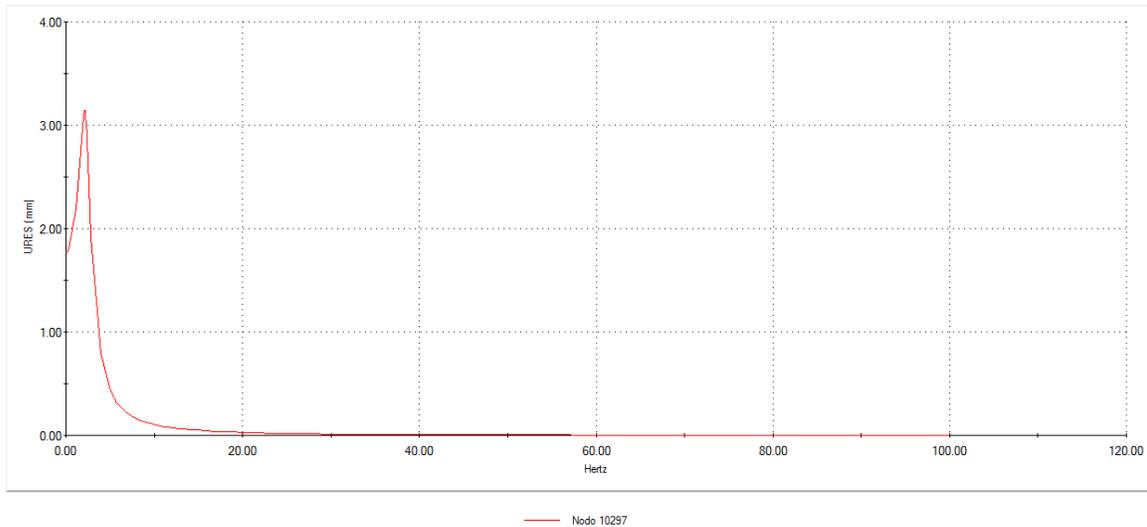


Figura III- 4. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 2.

Nombre de modelo: Simulación frecuencias
 Nombre de estudio: Dinámico 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Dinámica lineal Desplazamiento Desplazamientos2
 Trazado envolvente Máx.
 Escala de deformación: 836256

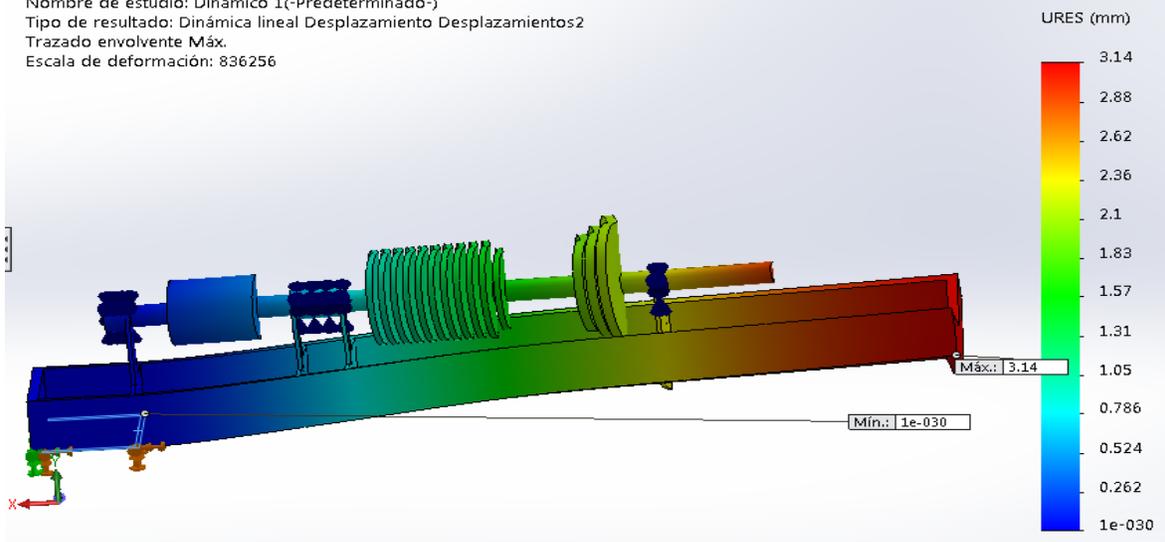


Figura III- 5. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 2.

3.5.3 Experimento 3 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 3

Configuración	Valor
Fuerza	17000 N
Amplitud Máxima	3.05 mm
Frecuencia de máximo desplazamiento	2.7201 Hz

Tabla III- 4. Resultados del estudio con sujeción tipo 3.

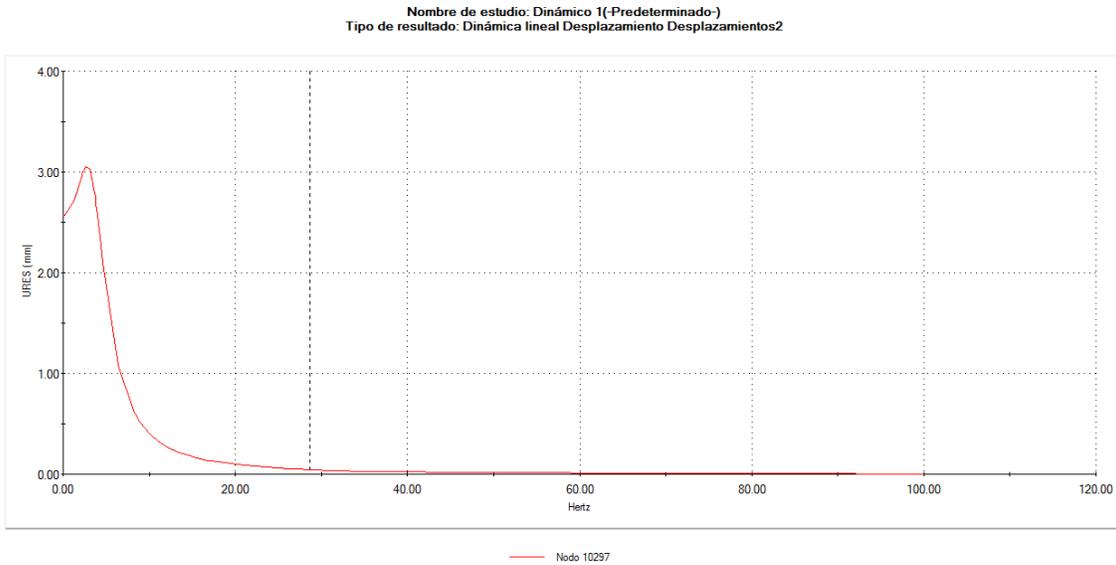
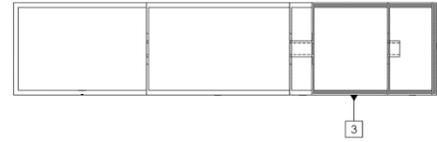


Figura III- 6. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 3.

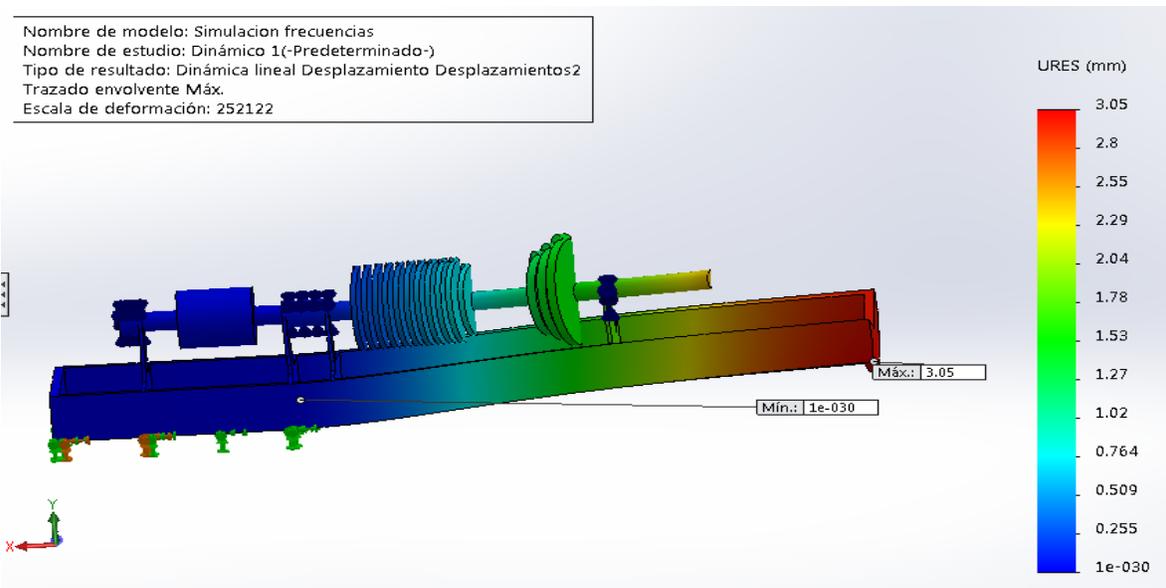


Figura III- 7. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 3.

3.5.4 Experimento 4 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 4

Configuración	Valor
Fuerza	25000 N
Amplitud Máxima	3.45 mm
Frecuencia de máximo desplazamiento	2.6827 Hz

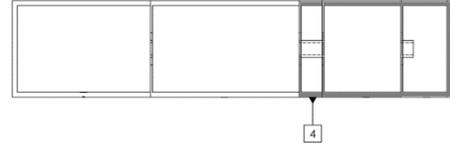


Tabla III- 5. Resultados del estudio con sujeción tipo 4.

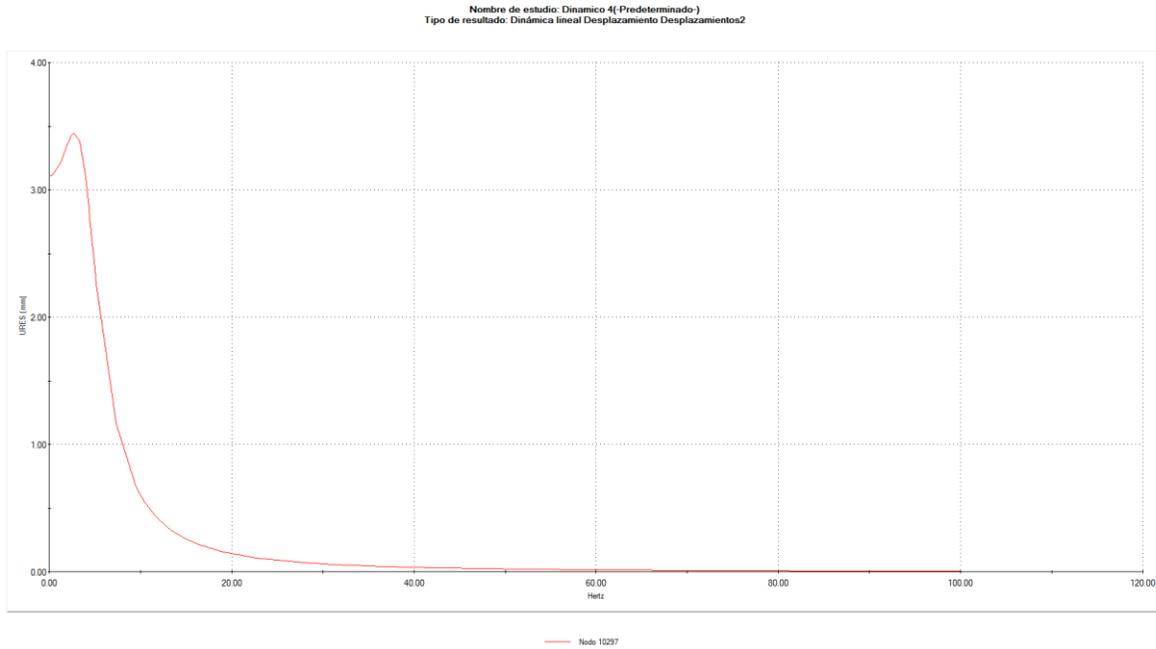


Figura III- 8. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 4.

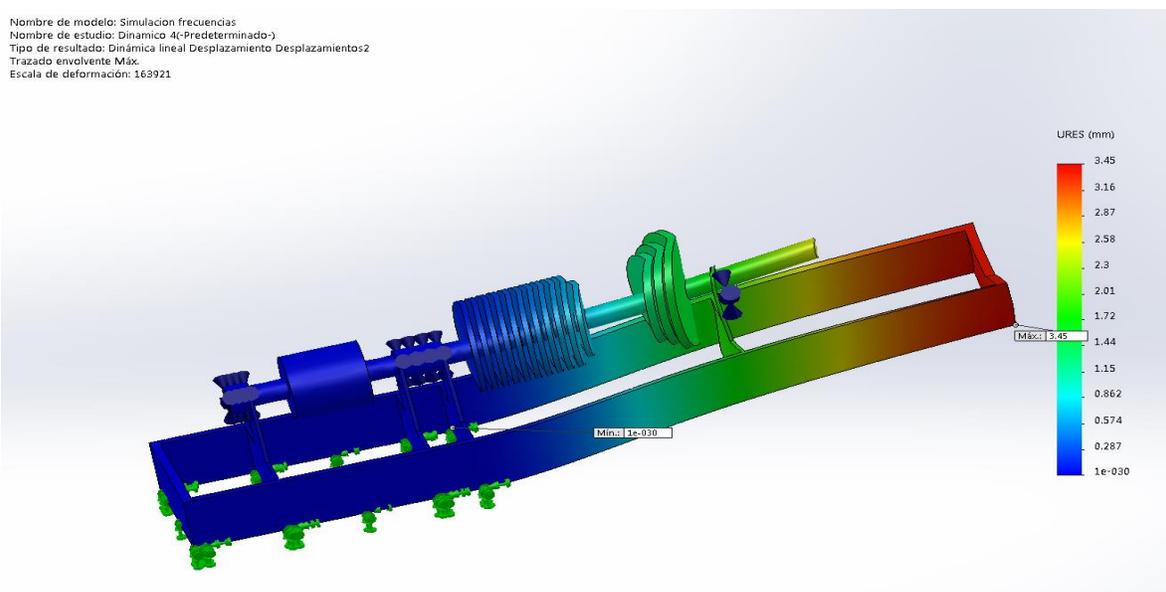


Figura III- 9. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 4.

3.5.5 Experimento 5 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 5

Configuración	Valor
Fuerza	180000 N
Amplitud Máxima	3.1 mm
Frecuencia de máximo desplazamiento	0.3636 Hz

Tabla III- 6. Resultados del estudio con sujeción tipo 5.

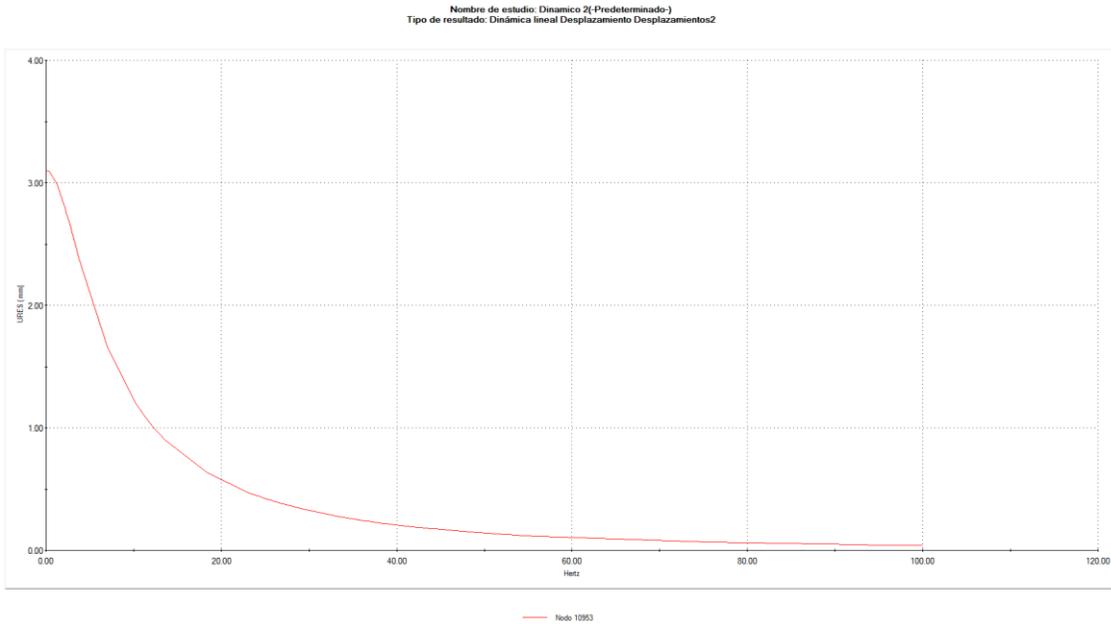
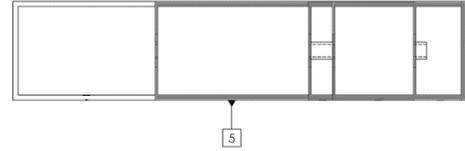


Figura III- 10. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 5.

Nombre de modelo: Simulación frecuencias
Nombre de estudio: Dinámico 2(Predeterminado)
Tipo de resultado: Dinámica lineal Desplazamiento Desplazamientos2
Trazado envolvente Máx.
Escala de deformación: 22344

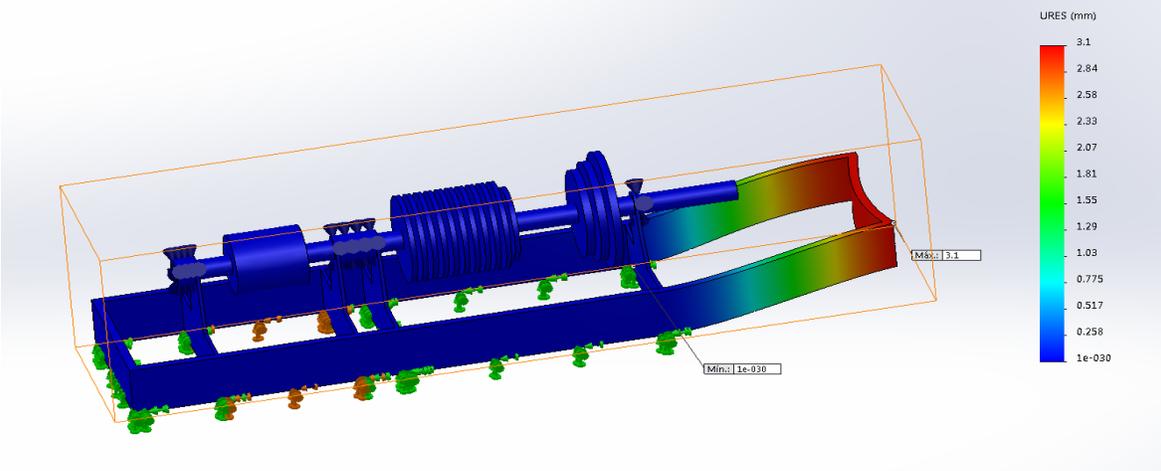


Figura III- 11. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 5.

3.5.6 Experimento 6 de Frecuencia vs. Desplazamiento con sujeción tipo 6

Configuración	Valor
Fuerza	700000 N
Amplitud Máxima	0.00297 mm
Frecuencia de máximo desplazamiento	2.186 Hz



Tabla III- 7. Resultados del estudio con sujeción tipo 6.

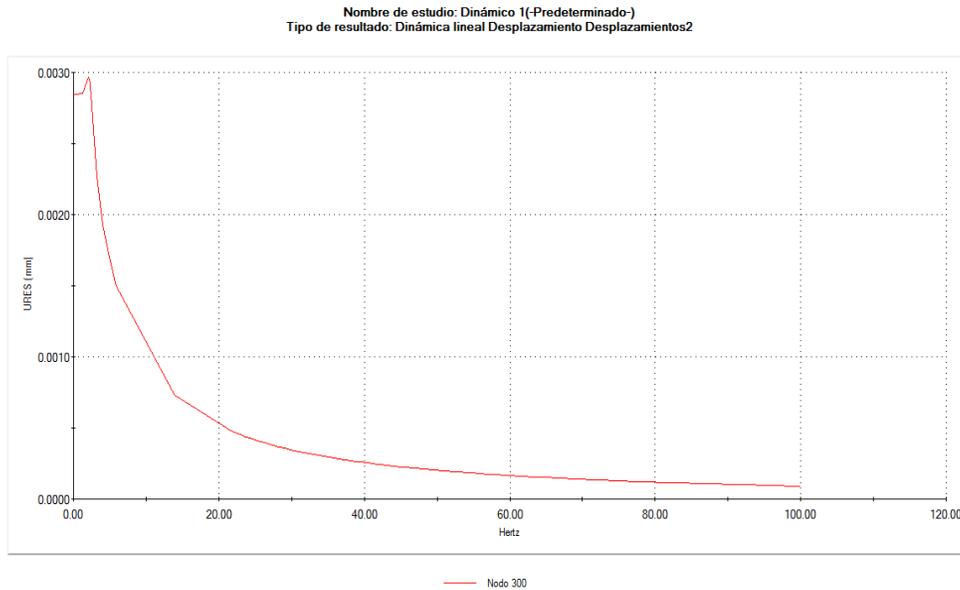


Figura III- 12. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para experimento 6.

Nombre de modelo: Simulación frecuencias
Nombre de estudio: Dinámico 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Dinámica lineal Desplazamiento Desplazamientos2
Trazado envolvente Máx.
Escala de deformación: 8.27137e+006

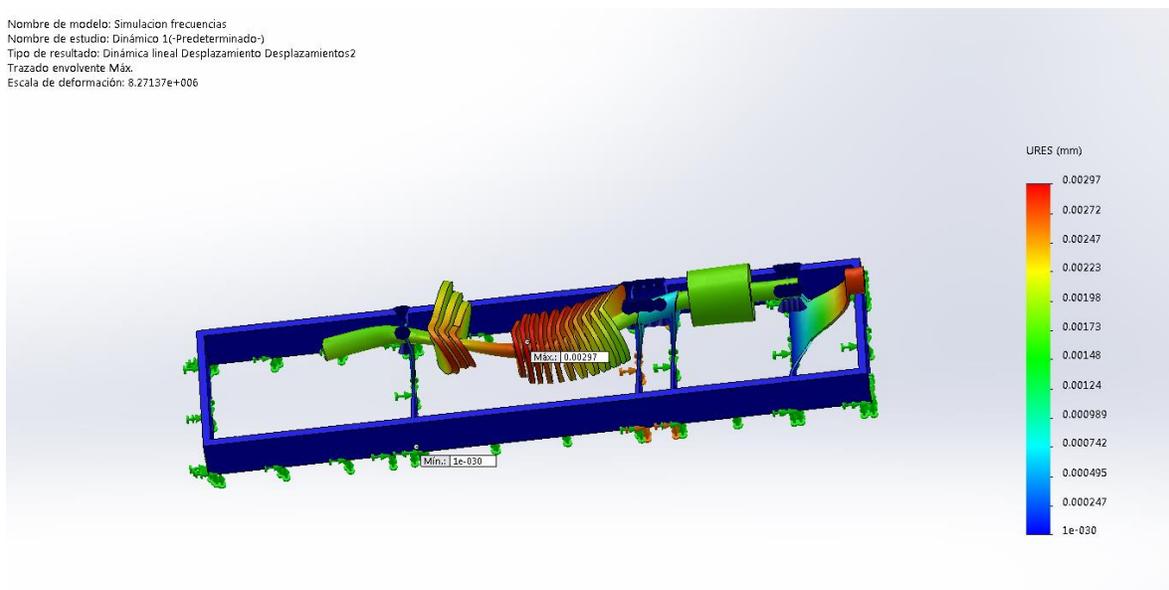


Figura III- 13. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 6.

3.6 Área de aplicación de la fuerza necesaria para efectuar un movimiento en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz

La figura III- 14, muestra el área donde se aplicara la fuerza en los siguientes estudios para determinar la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base de la turbina, la cual se desea determinar a las frecuencias documentadas las cuales se han detectado en el campo, que son de 29.5 y 30 Hz.

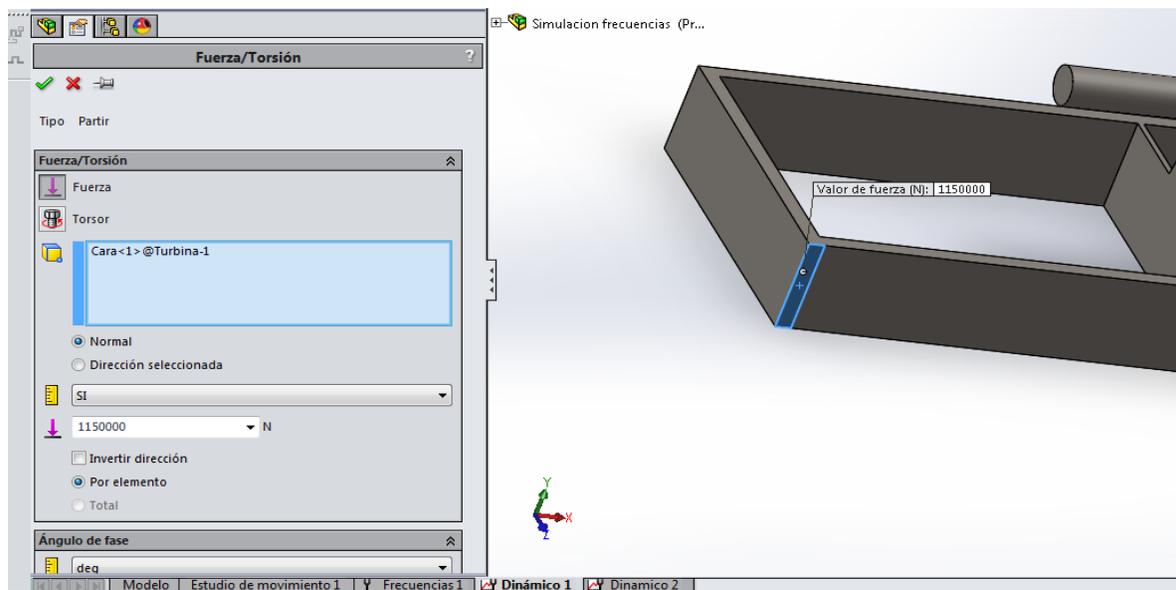


Figura III- 14. Área de aplicación de la fuerza para un desplazamiento de 3mm.

3.6.1 Experimento 1 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 1

Fuerza	300 000 N
Frecuencia	Desplazamiento
29.5	3.48 mm
30	3.38 mm



Tabla III- 8. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 1.

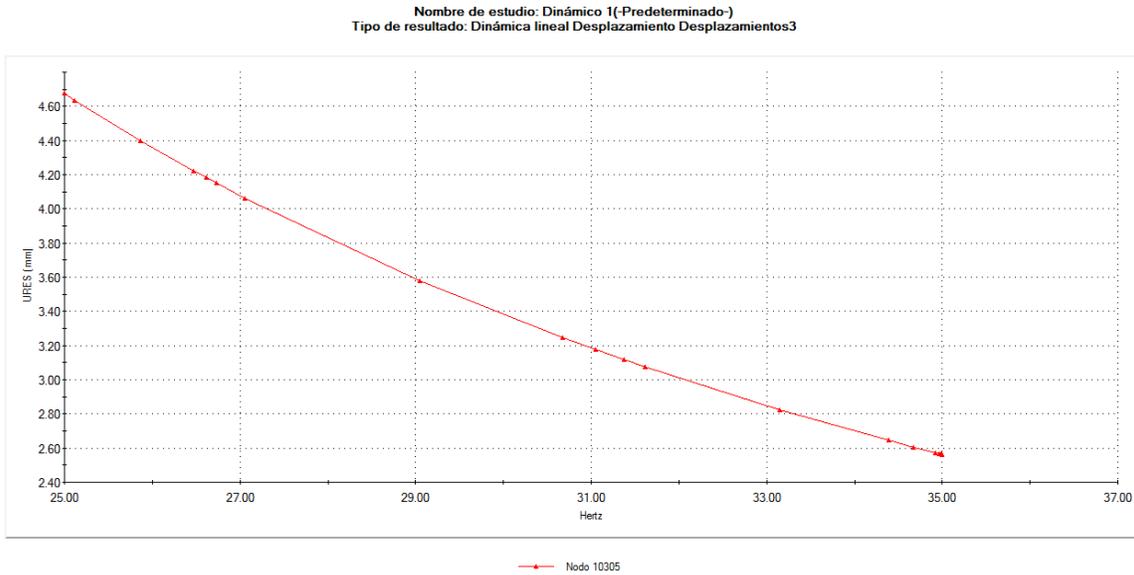


Figura III- 15. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 1

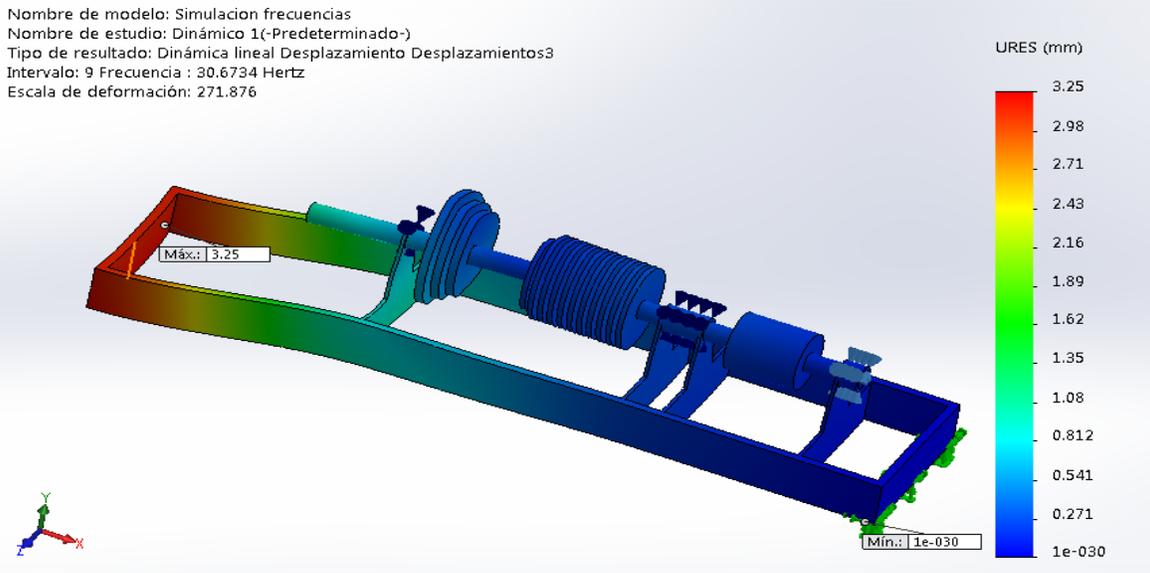


Figura III- 16. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 1.

3.6.2 Experimento 2 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 2

Fuerza	300 000 N
Frecuencia	Desplazamiento
29.5	3.58 mm
30	3.46 mm



Tabla III- 9. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 2.

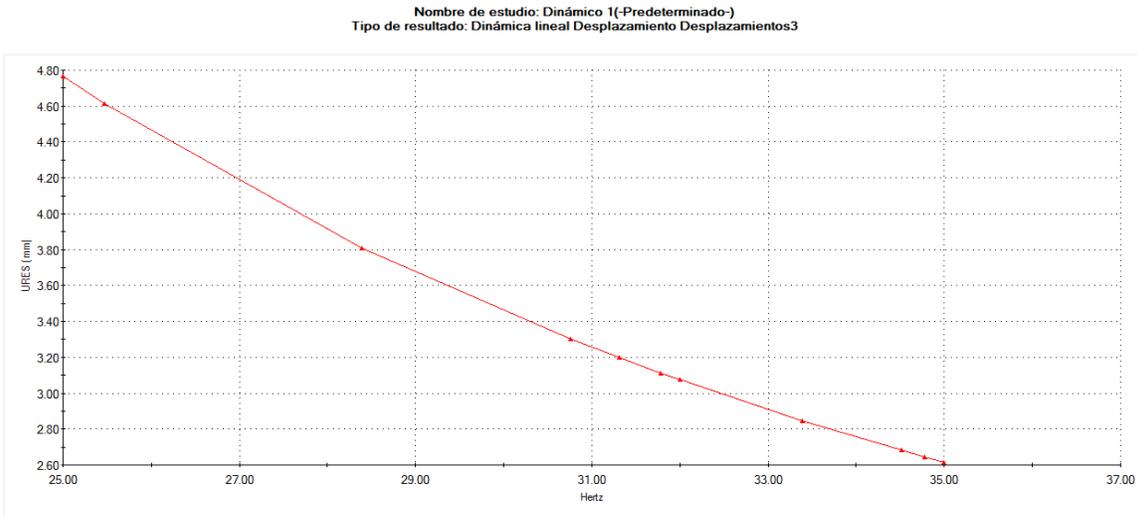


Figura III- 17. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 2.

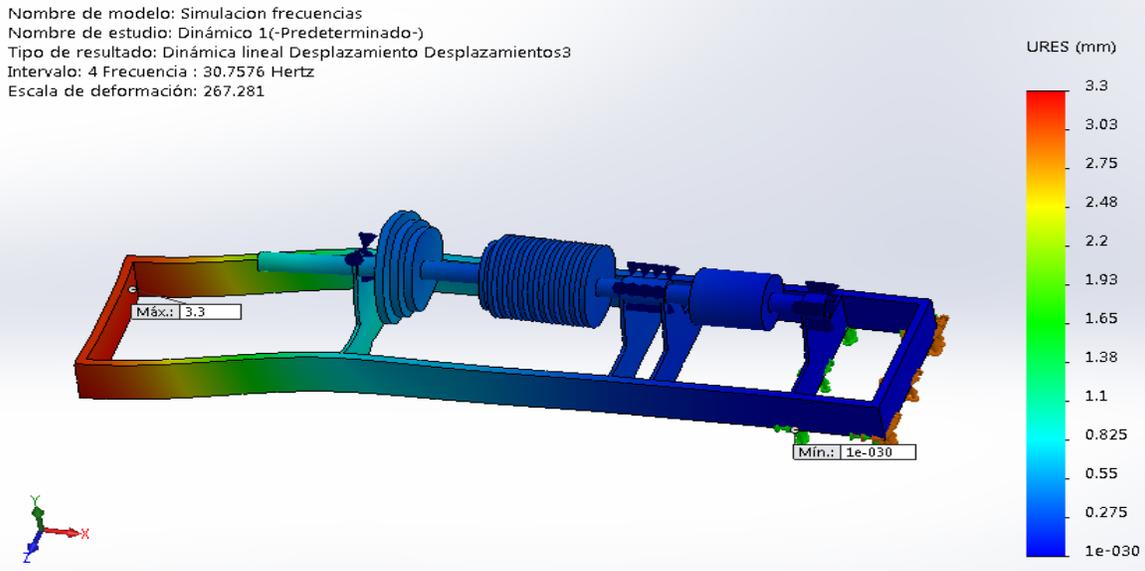


Figura III- 18. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 2.

3.6.3 Experimento 3 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 3

Fuerza	300 000 N
Frecuencia	Desplazamiento
29.5	3.47 mm
30	3.38 mm



Tabla III- 10. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 3.

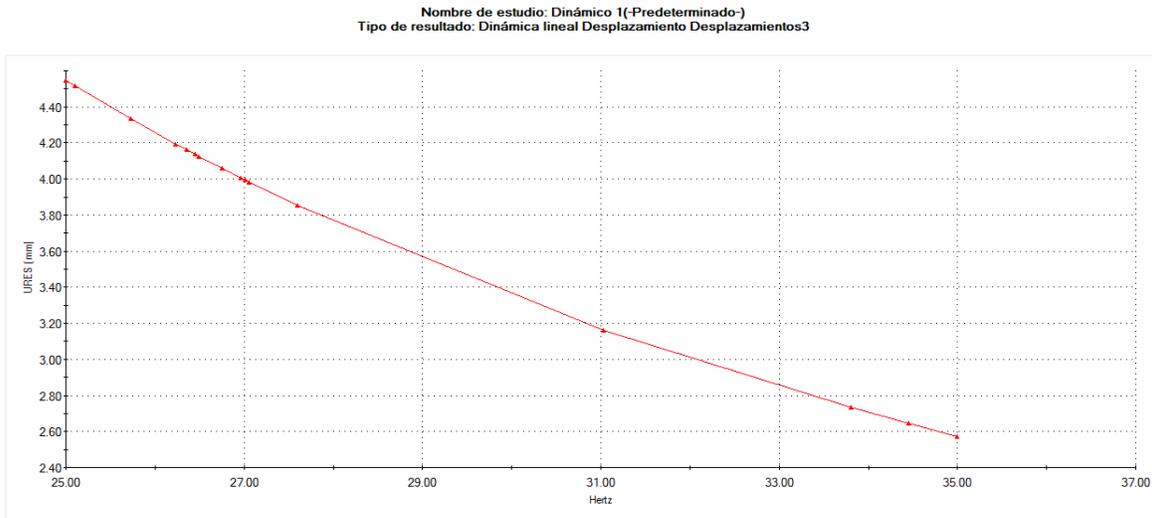


Figura III- 19. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 3.

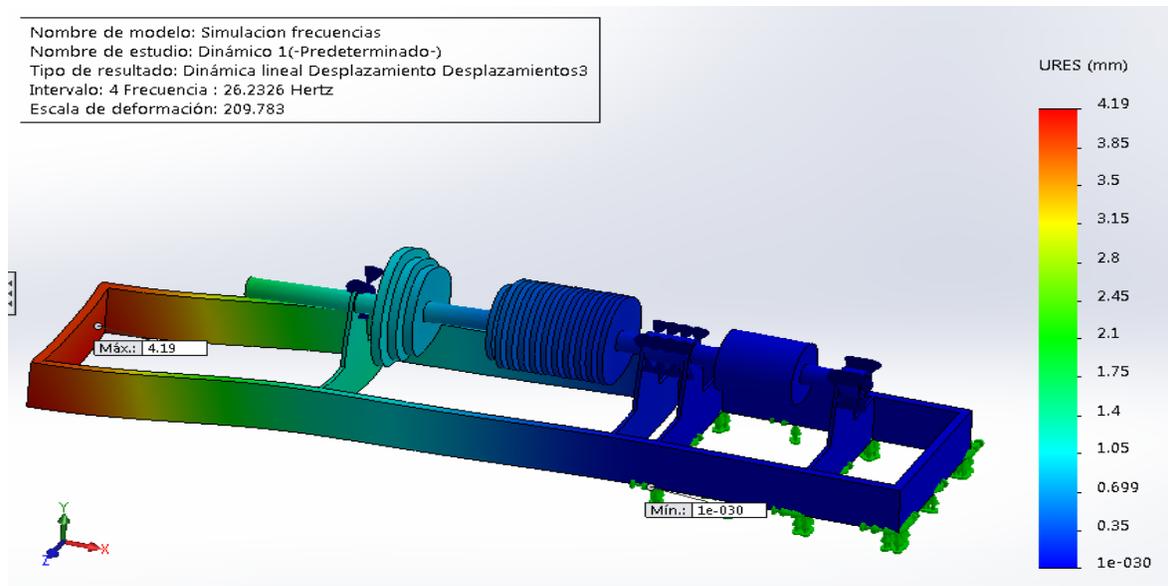


Figura III- 20. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 3.

3.6.4 Experimento 4 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 4

Fuerza	300 000 N
Frecuencia	Desplazamiento
29.5	3.40 mm
30	3.32 mm



Tabla III- 11. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 4.

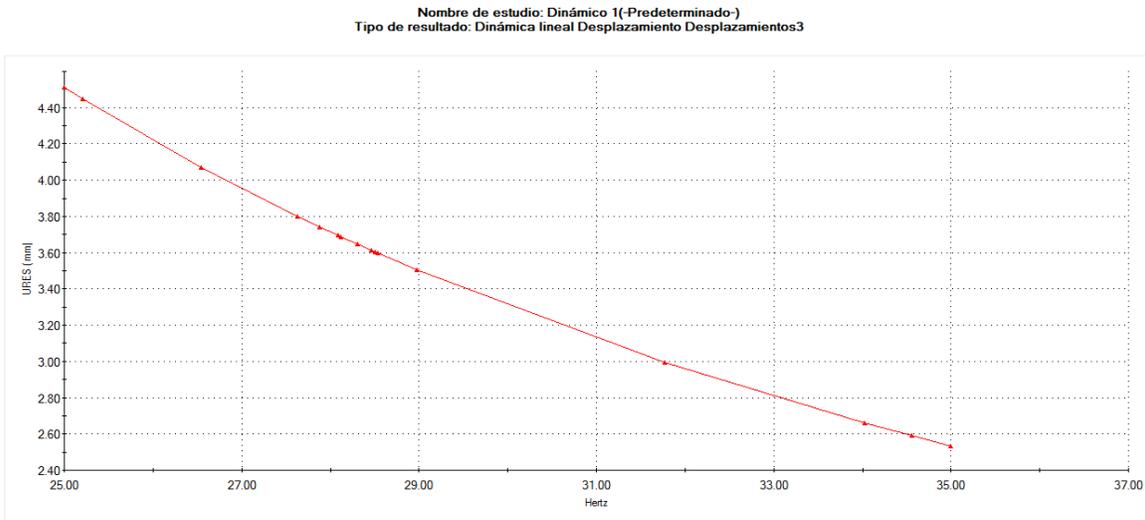


Figura III- 21. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 4.

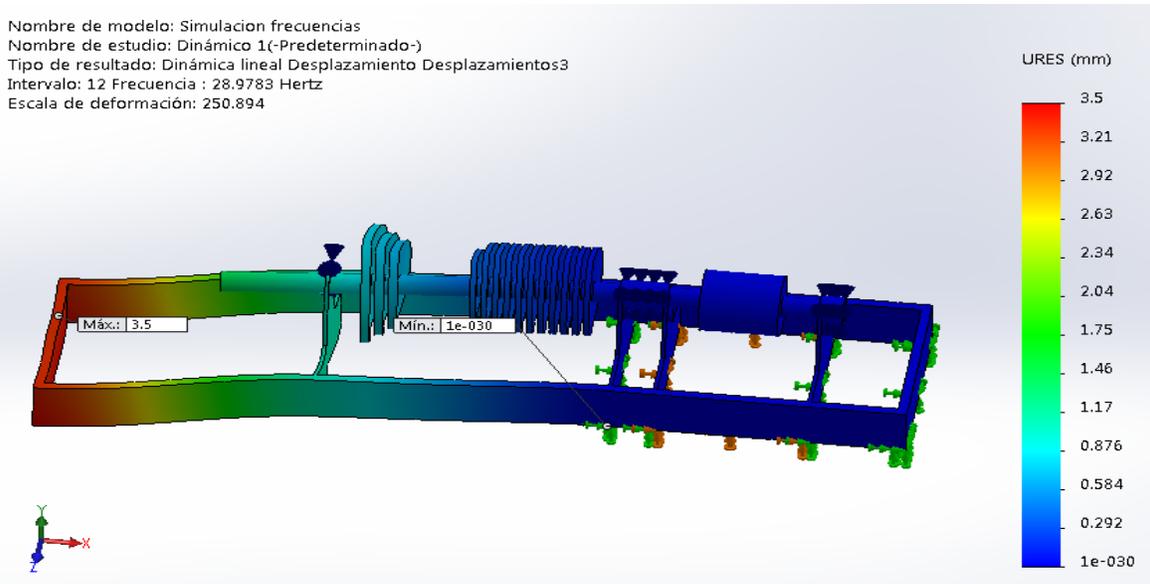


Figura III- 22. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 4.

3.6.5 Experimento 5 para la determinación la fuerza necesaria para efectuar un movimiento de 3mm en la base a una frecuencia de 29.5 y 30 Hz, sujeción tipo 5

Fuerza	300 000 N
Frecuencia	Desplazamiento
29.5	3.48 mm
30	3.40 mm

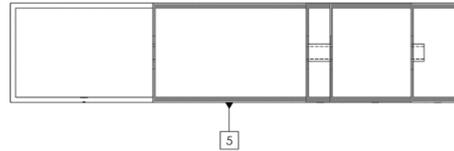


Tabla III- 12. Resultados del estudio de determinación de fuerza tipo 5.

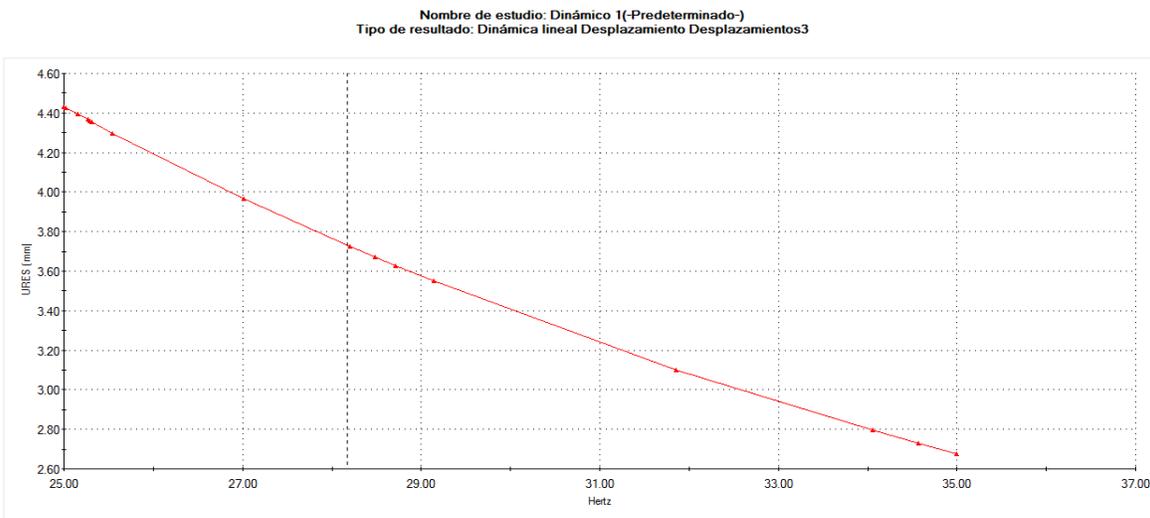


Figura III- 23. Grafica de desplazamiento vs. frecuencia para sujeción tipo 5.

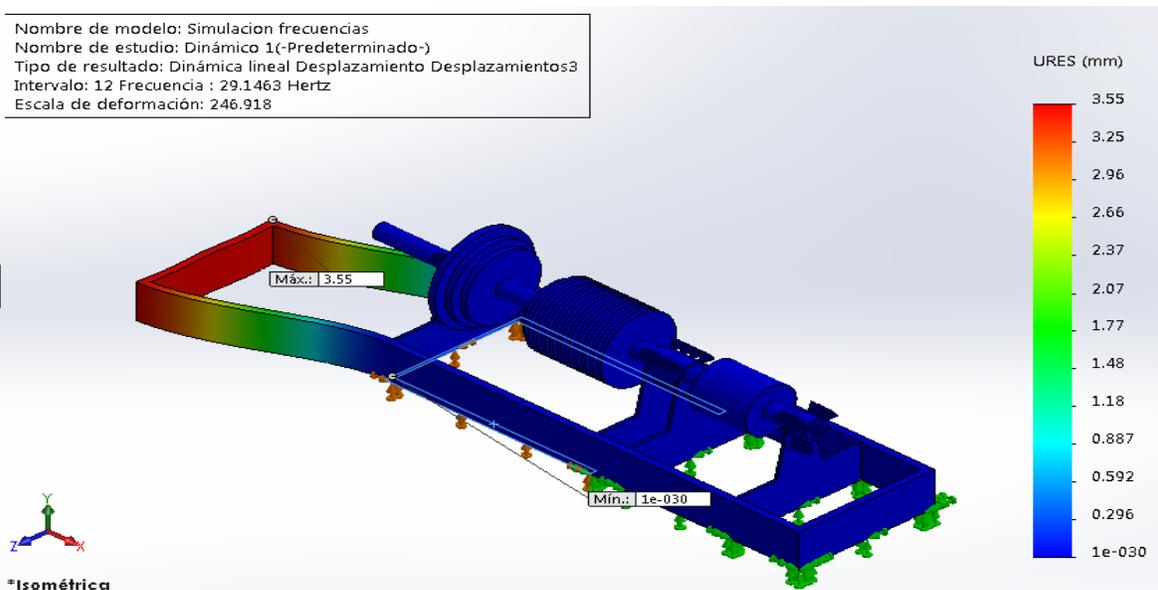


Figura III- 24. Diagrama de desplazamiento resultante experimento 5.

3.7 Diagrama de tensiones de von mises con una fuerza de 300000 N.

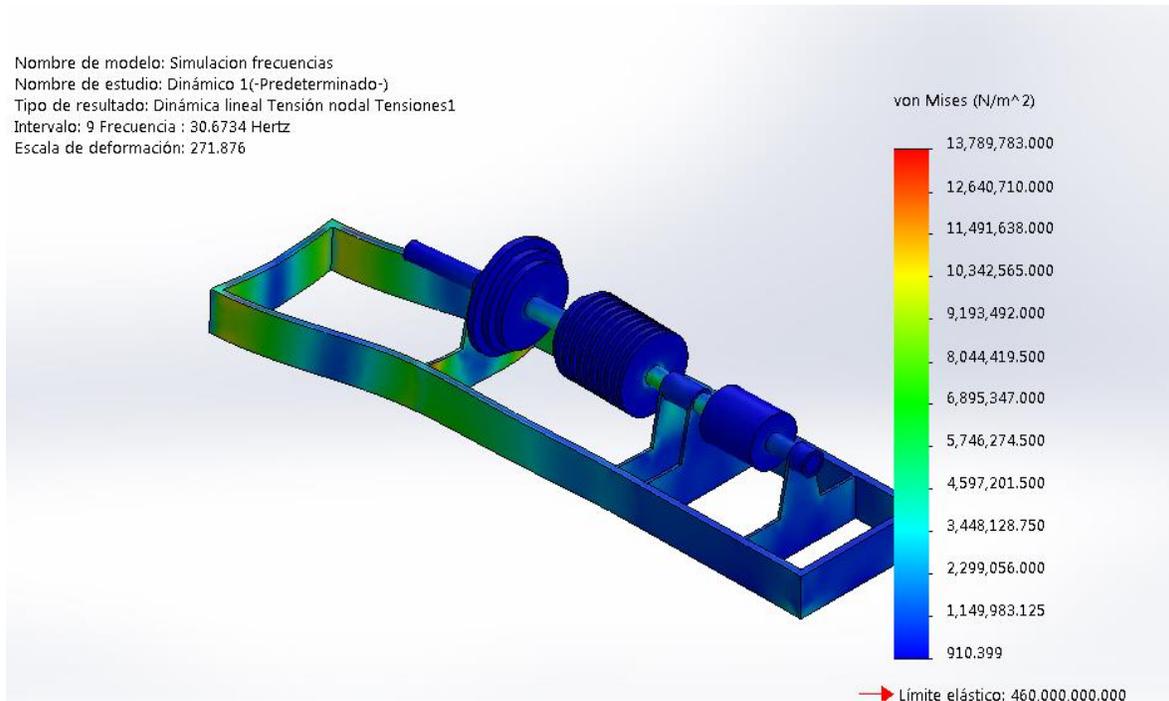


Figura III- 25. Diagrama de von Mises, de la turbina con la aplicación de una fuerza de 300000 N y frecuencia de 30.67Hz.

CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS Y RECOMENDACIONES

4.1 Análisis de resultados

Los resultados muestran que entre **mayor** sea el **área de sujeción** de la base de la turbina, **el valor de las frecuencias naturales aumenta**, lo cual es adecuado para el sistema, además que cuando se tiene una **menor área de sujeción** se pueden lograr **mayores desplazamientos** con una **fuerza de magnitud menor**, además también se pudo comprobar que cuando la sujeción de la base de la turbina es completa, los desplazamientos que se registran en la base son cercanos a cero, aunque en los sistemas reales esta sujeción depende de las características de la base y sus propiedades mecánicas, por lo que se puede deducir que la fractura que se presenta en la base ha afectado las condiciones de sujeción de la turbina en las condiciones reales, la cual permite el desplazamiento de 3 mm registrado con los instrumentos de medición.

4.2 Conclusiones

Se tiene que al ser menor el área de sujeción la fuerza necesaria para efectuar un desplazamiento de 3 mm es comparativamente mucho menor que a áreas de sujeción mayores, este fenómeno se da a bajas frecuencias de alrededor de 2 Hz afortunadamente la frecuencia de la fuerza que causa los movimientos en la turbina es de 29.5 y 30 Hz, o sea que se puede **descartar** que el movimiento que se tiene en la turbina sea amplificado por el fenómeno de la **resonancia**, al faltar información de mediciones en otros puntos del turborreactor no se puede extrapolar el movimiento real con alguno de los casos que se estudiaron aquí, por lo que faltaría información de medición en otro punto del turborreactor para saber cuál es el área efectiva de sujeción y también poder indicar en que puntos de la estructura se encuentran las fallas en el anclaje. Se debe prestar atención al hecho de que la **sujeción** es **deficiente** y que los desplazamientos que existen en el caso de una buena sujeción son cercanos a cero lo cual no es el caso del turborreactor en estudio.

4.3 Recomendaciones

Se recomienda buscar una forma de mejorar la sujeción, ya que de acuerdo a la bibliografía ^[13] y como se menciona en la sección 1.13 y los datos de las simulaciones es este estudio efectuadas se confirma la cita que dice: “si la base se encuentra suelta o en malas condiciones, cualquier vibración adicional proveniente de los elementos de la maquinaria se verá seriamente amplificada por esta deficiente sujeción”.

Se recomienda también especificar la forma exacta de sujeción de la base de la turbina, a la base de concreto, en cuanto a dimensiones y elementos que se utilizan para ello, esto para obtener un modelo lo más cercano a la realidad, dentro de lo que es posible, ya que esto impone condiciones diferentes al modelo de simulación del que se presenta de forma real.

Se comprobó que todas las deformaciones que sufre el modelo están aún en la región elástica, aunque se debe ser cuidadoso con respecto a que se tiene que considerar las deformaciones que se puedan tener en el eje y en especial los alabes de las turbinas, ya que estos tienen pequeñas tolerancias y pueden impactar entre ellos cuando se deforman, causando potencialmente un daño catastrófico para el sistema y el proceso. Con respecto a este tema como no se disponen de datos de las vibraciones en partes lo más cerca posible al eje, no se pueden emitir o simular alguna condición para la que no se disponen datos de las condiciones en campo.

Ya que es el eje de donde parten las fuerzas que actúan en la turbina, es necesario aplicar una metodología consistente con este concepto. Por esta razón se recomienda seguir la **Norma ISO 10816-1995**, *Evaluación de la vibración de una máquina mediante medidas en partes no rotativas*^[25], que aunque no es de naturaleza obligatoria su cumplimiento, esta establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la medición, este estándar consta de cinco partes, los criterios para la evaluación de la severidad de la vibración se clasifican de acuerdo a las especificaciones de la maquinaria y sus condiciones, estos criterios solo son aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina, y guían en la evaluación de la condición de la maquinaria,

especificando estas como: Buena, Satisfactoria, Insatisfactoria (alerta) e Inaceptable (peligro). De este tema se adjunta en el Anexo G, información general de esta norma así como en las bibliografías ^{[26],[27],[28],[29]}, pueden encontrarse extractos de esta norma para su consulta.

De acuerdo con la Tabla Ilustrada del diagnóstico de vibraciones, cuyo extracto con las partes que se consideran importantes a tomar en cuenta está disponible en el Anexo F, y la versión completa está disponible en la bibliografía ^[21], se deben verificar como causas posibles de las vibraciones en el turbogenerador: soltura mecánica (de la cual existen 3 tipos), roce (fricción) del rotor, así como problemas en los cojinetes (los cuales pudieran deberse a desgaste y/o juego o a inestabilidad por remolino de aceite), ya que las espectros típicos de estos problemas en este caso de 29.5 y 30 Hz (0.48-0.5X R) coinciden con relaciones de frecuencia típicas vs la frecuencia de operación del turborreactor que es de 60 Hz (1XR). Debe mencionarse que en la soltura mecánica de tipo C también están involucrados los cojinetes, por lo que sería recomendable poner atención a estos elementos en la próxima revisión.

Para mejorar el seguimiento de las condiciones del turborreactor y mantener los defectos de este bajo un rastreo constante y no permitir que estos se queden fuera de control se recomienda implementar un sistema predictivo que permita monitorear las condiciones de la maquinaria ^[15] y tener acceso a técnicas más poderosas para el diagnóstico de las vibraciones ^[21].

Bibliografía

- [1]. Carnicero, A.. (2007). *Introducción al método de los elementos finitos*. 23/01/2018, de Instituto de Investigación Tecnológica Sitio web: https://www.iit.comillas.edu/carnicero/Resistencia/Introduccion_al_MEF.pdf
- [2]. SolidWorks Help. (2012). *Análisis de frecuencias*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Frequency_Analysis.htm?id=63a803e378024b319086f06673e41a43#Pg0&ProductType=&ProductName=
- [3]. SolidWorks Help. (2015). *Análisis dinámico*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Linear_Static_versus_Linear_Dynamic_Analysis.htm?id=5d30f3c288df44bc9e149e10690b6335#Pg0
- [4]. SolidWorks Help. (2015). *Cargas dinámicas*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Dynamic_Loads.htm?id=2613216fa52541e9bcc104296a090f45#Pg0
- [5]. SolidWorks Help. (2015). *Efectos del amortiguamiento*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Damping_Effects.htm?id=c090f1b98b6a468c84212e706a970e9b#Pg0
- [6]. SolidWorks Help. (2015). *Análisis estático no lineal*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_nonlinear_static_analysis_overview.htm
- [7]. SolidWorks Help. (2015). *Análisis armónico*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Harmonic_Analysis.htm?id=bfd73243409c43cd804fa14bc9174b94#Pg0

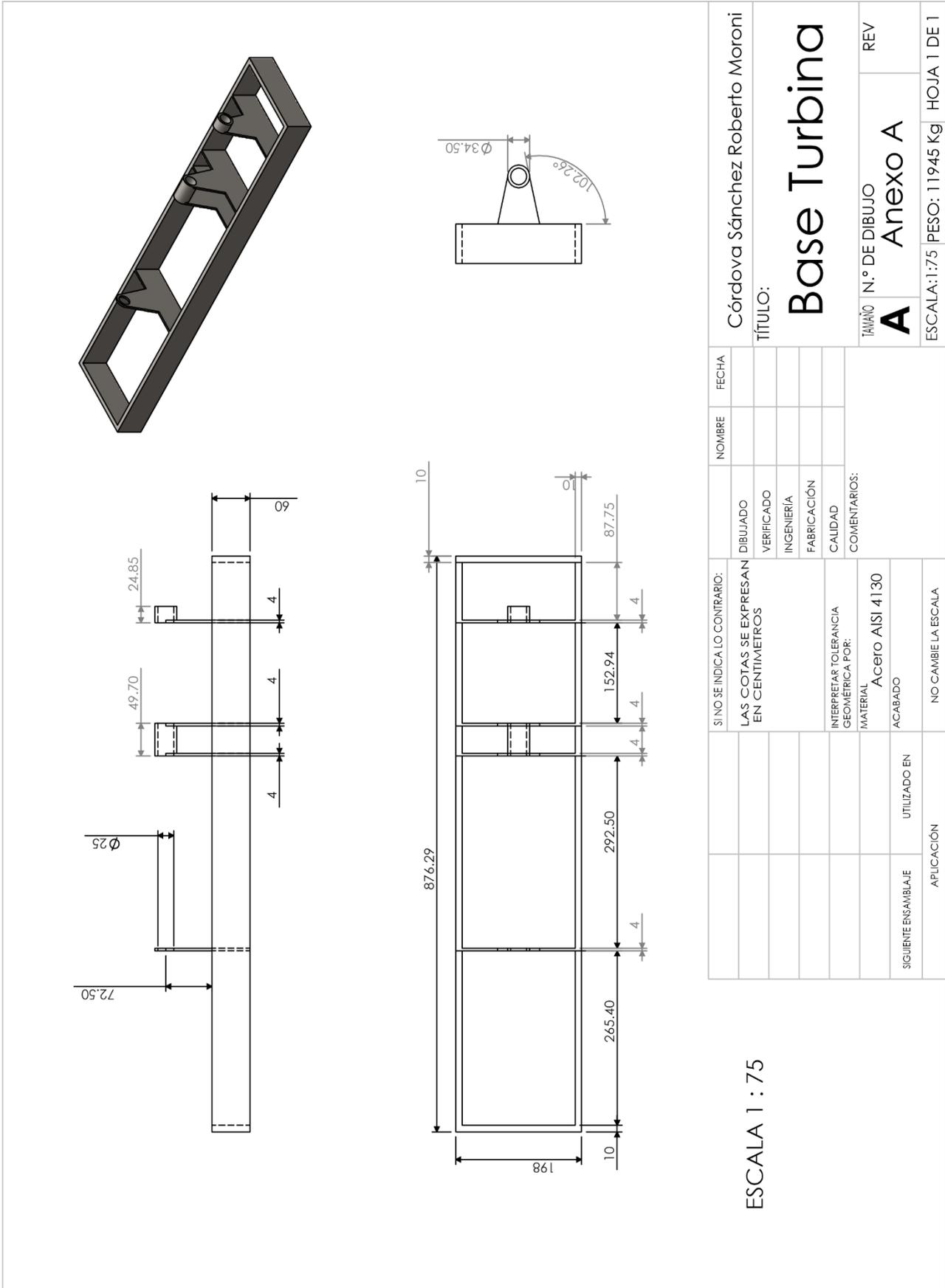
- [8].SolidWorks Help. (2015). *Análisis estático lineal*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2015/spanish/SolidWorks/cworks/c_Linear_Static_Analysis.htm?id=38d260991c8947d3b631fbfca384c0f#Pg0&ProductType=&ProductName=
- [9].SolidWorks Help. (2011). *Tipos de estudios*. 23/01/2018, de Dassault Systemes Sitio web: http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Design_Studies/Study_Types.htm?format=P&value=1
- [10].Gómez, G. S. (2010). *SolidWorks Simulation*. México: AlfaOmega.
- [11].Mantenimiento Planificado. (2015). *Mini entrenamiento vibración*. 23/01/2018, de mantenimientoplanificado.com, Sitio web: http://www.mantenimientoplanificado.com/art%C3%ADculos%20PREDICTIVO_archivos/Que%20se%20logra%20con%20el%20control%20de%20vibraciones%20actualizado.pdf
- [12].A-MAQ S.A.. (2005). *Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico*. 23/01/2018, de A-MAQ S.A, Sitio web: http://www.mantenimientoplanificado.com/art%C3%ADculos%20PREDICTIVO_archivos/CURSO%20A%20MAQ.COM.pdf
- [13].Ing. Jiménez, Y.,O.. (2003). *Casos reales de análisis de vibración*. 23/01/2018, de 1er. Congreso Mexicano de Confiabilidad y Mantenimiento, Sitio web: http://www.mantenimientoplanificado.com/articulos_lubricacion_archivos/oscar%20ejemplos%20reales.pdf
- [14].Ojeda, V. B. L.. (2010). *Medición y análisis de vibraciones en el sistema propulsivo naval*. 23/01/2018, de Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería, Escuela de Ingeniería Naval, Sitio web: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2010/bmficio.39m/doc/bmficio.39m.pdf>

- [15].Mosquera, G., Piedra, D. M. & Armas, C. R.. (2001). *Las vibraciones mecánicas y su aplicación al mantenimiento predictivo*. 23/01/2018, de Centro de Altos Estudios Gerenciales ISID Sitio web: <https://es.scribd.com/document/140461497/17688640-LAS-VIBRACIONES-MECANICAS-y-El-Mantenimiento-Predictivo-New>
- [16].Mamani, C. H.. (2014). *Análisis de vibraciones de un tren de maquinaria para mantenimiento predictivo, mediante un módulo, en el laboratorio de control y automatización de la EPIME*. 23/01/2018, de Universidad Nacional del Altiplano Puno, Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Sistemas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Sitio web: <http://es.slideshare.net/HipolitoCondori/anlisis-de-vibraciones-de-un-tren-de-maquinaria>
- [17].Estupiñan, E. A.. (2005). *Análisis de vibraciones aplicado a las máquinas rotatorias de baja velocidad*. 23/01/2018, de Dpto. de Ingeniería Mecánica Universidad de Tarapacá Sitio web: <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/Estupi1.pdf>
- [18].Royo, J. A., Rabanaque, G. & Torres, F.. (2008). *Análisis de vibraciones e interpretación de datos*. 23/01/2018, de GUEMISA Sitio web: <http://www.guemisa.com/articul/pdf/vibraciones.pdf>
- [19].Gatica, H., N. F.,& Jiménez, R., P. H.. (2002). *Técnica de la Demodulación en el Diagnóstico de Fallas en Máquinas Rotatorias*. 23/01/2018, de Universidad Austral de Chile, Escuela de Ingeniería Acústica Sitio web: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2002/bmfcig261t/doc/bmfcig261t.pdf>
- [20].Díaz, E., S.. (2012). *Medición y análisis de vibraciones*. 23/01/2018, de Universidad Simón Bolívar Sitio web: http://prof.usb.ve/sdiaz/index_files/Medicion%20y%20Analisis%20de%20Vibraciones.pdf
- [21].García, G., W.. (2011). *Análisis causa raíz mediante vibraciones a compresor aerzen de tornillo*. 23/01/2018, de Universidad Veracruzana, Facultad de Ingeniería Sitio web: <https://myslide.es/documents/analisis-causa-raiz-mediante-vibraciones-a-compresor-aerzen-de-tornillo.html>

- [22].Huertos, C., D. & Santana, S., D.. (2011). *Mantenimiento predictivo de turbinas de gas*. 23/01/2018, de Universidad Carlos III de Madrid, Escuela Politécnica Superior, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos Sitio web: http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/13295/PFC_Daniel_Huertos_Castellanos.pdf?sequence=1
- [23].Rivera, B., F. H.. (2007). *Diagnóstico de Fallas en un turbogenerador a Gas*. 23/01/2018, de Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Departamento de Ingeniería Mecatrónica Sitio web: <http://www.cenidet.edu.mx/subplan/biblio/seleccion/Tesis/MK%20Felix%20Higinio%20Rivera%20Baqueiro%202007.pdf>
- [24].Sinais Ingeniería. (2013). *Tipos de Mantenimiento*. 23/01/2018, de Sinais Ingeniería de Mantenimiento, Sitio web: http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/intro/tipos_mantenimiento.html
- [25].Sinais Ingeniería. (2013). *Vibración Mecánica. - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas*. 23/01/2018, de Sinais Ingeniería de Mantenimiento, Sitio web: <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso10816.html>
- [26].International Organization for Standardization. ISO (1998). *ISO 10816-1 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*. 23/01/2018, de scribd.com, Sitio web: <https://es.scribd.com/document/355201950/ISO-10816-1-pdf>
- [27].International Organization for Standardization. ISO (1998). *ISO 10816-1 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*. 23/01/2018, de scribd.com, Sitio web: <https://es.scribd.com/doc/278339137/iso-10816-2>
- [28].International Organization for Standardization. ISO (1998). *ISO 10816-3 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*.

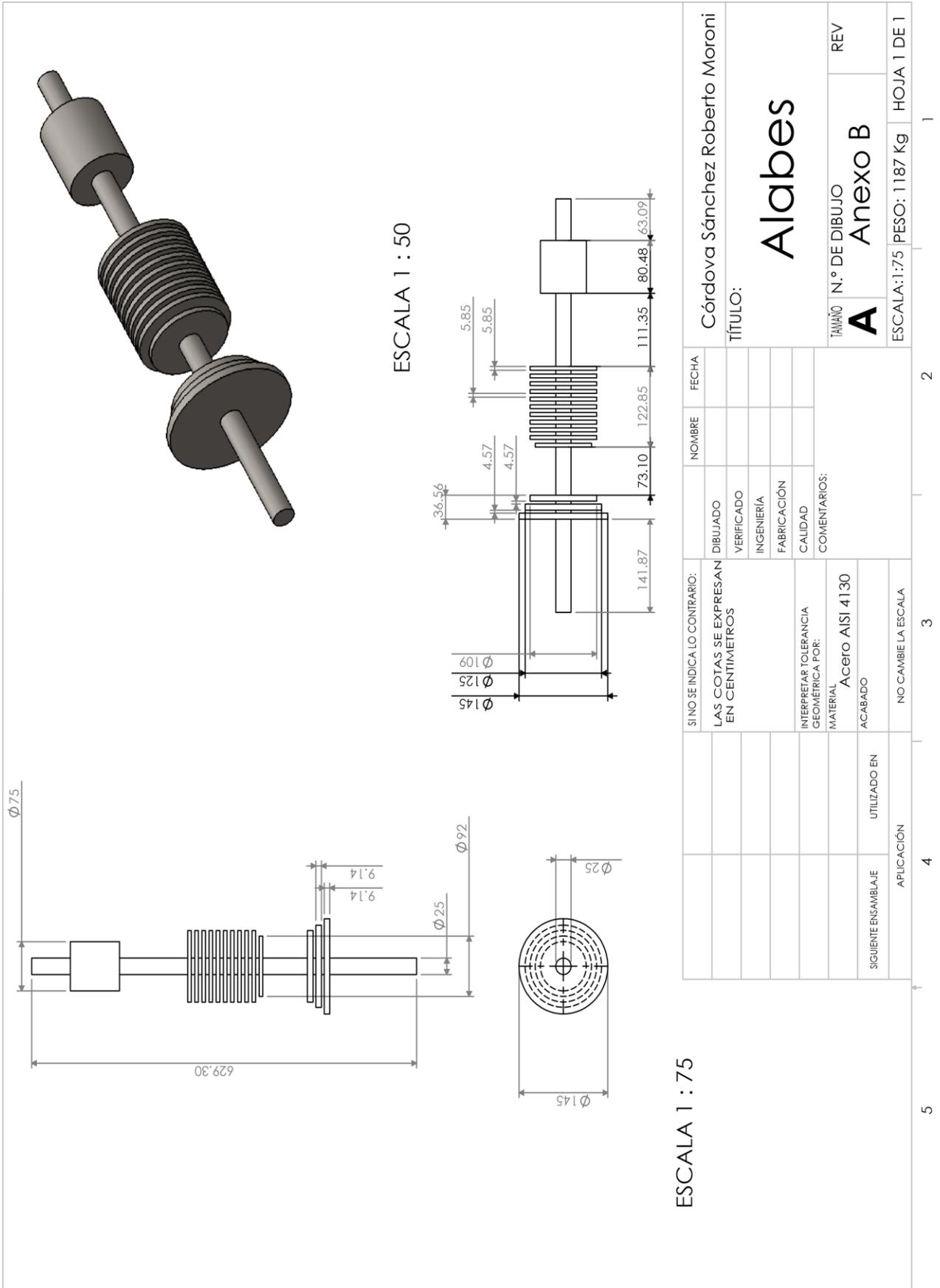
Part 3: Industrial machines with nominal power above 15kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ. 23/01/2018, de scribd.com, Sitio web: <https://es.scribd.com/doc/213099408/iso-10816-3>

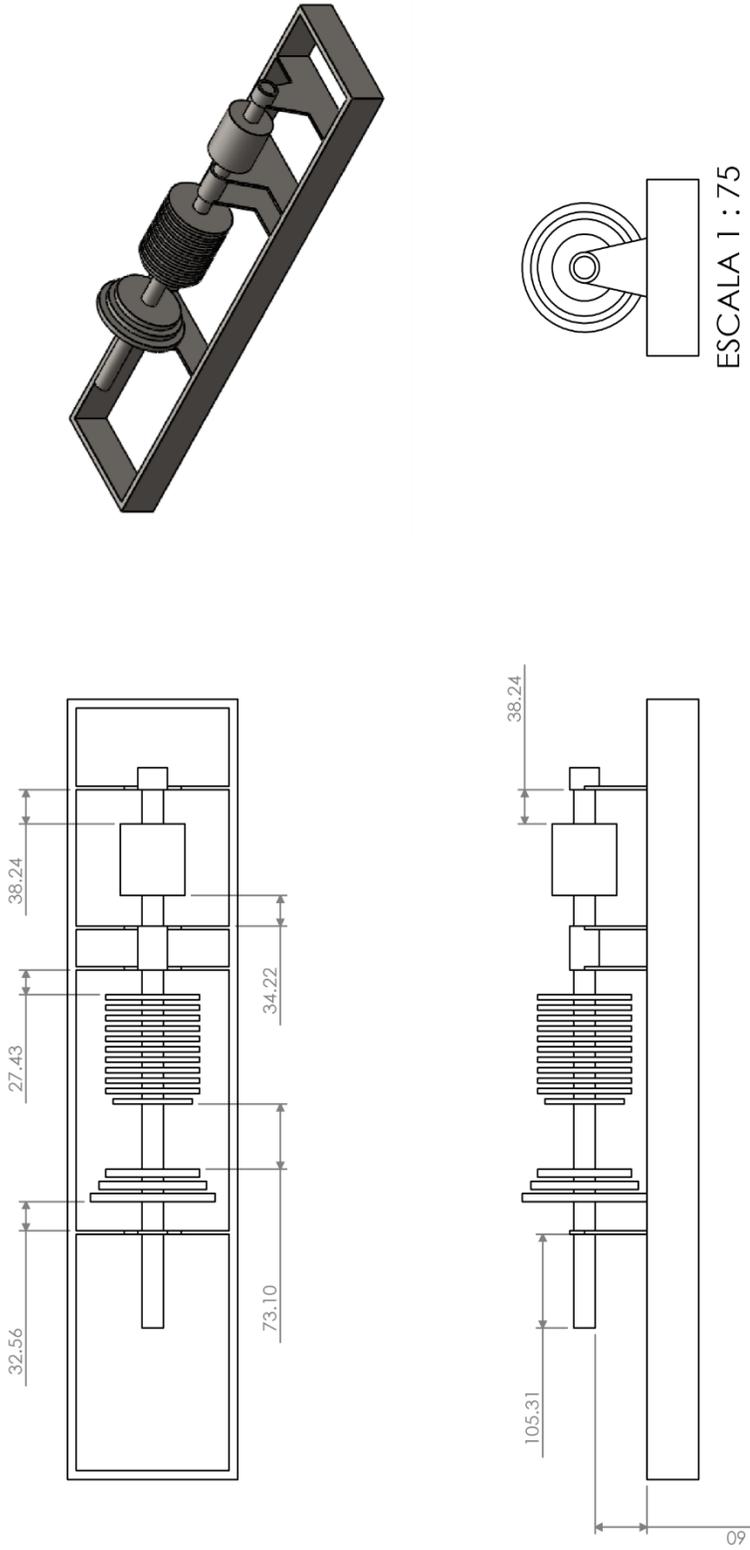
- [29]. International Organization for Standardization. ISO (1998). *ISO 10816-4 Mechanical vibration — Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 4: Gas turbine driven sets excluding aircraft derivatives.* 23/01/2018, de scribd.com, Sitio web: <https://www.iso.org/standard/40458.html>
- [30]. Jansohn, P.. (2013). *Modern Gas Turbine Systems: High Efficiency, Low Emission, Fuel Flexible.* Cambridge, UK: Woodhead Publishing Limited.
- [31]. Servi acero. (2013). *4140 AISI.* 23/01/2018, de Servi acero Especiales Sitio web: <http://www.serviacero.com/archivos/1368201546.pdf>
- [32]. CGH. (2007). SAE 4140. *Acero Ingeniería de alta resistencia,* de Cia. General de Aceros S.A. Sitio web: <http://www.cga.com.co/productos-y-servicios/productos/acero-4145>
- [33]. Diseñando en 3D con SolidWorks. (2011). *Qué es SolidWorks?*, 23/01/2018, Sitio web: <http://diseñandoen3d.blogspot.mx/2012/01/que-es-solidworks.html>
- [34]. 3D CAD Portal (2018). *SolidWorks,* 23/01/2018, Sitio web: <http://www.3dcadportal.com/solid-works.html>
- [35]. SolidWorks (2018). *SolidWorks Simulation Premium,* 23/01/2018, Sitio web: <https://www.solidworks.es/sw/products/simulation/simulation-premium.htm>



ESCALA 1 : 75

Córdoba Sánchez Roberto Moroni		NOMBRE		FECHA	
TÍTULO:		DIBUJADO		VERIFICADO	
Base Turbina		INGENIERÍA		FABRICACIÓN	
TAMAÑO		CALIDAD		COMENTARIOS:	
A Anexo A		INTERPRETAR TOLERANCIA GEOMÉTRICA POR:		MATERIAL	
N.º DE DIBUJO		Acero AISI 4130		ACABADO	
REV		UTILIZADO EN		NO CAMBIE LA ESCALA	
ESCALA: 1:75		SIGUIENTE ENSAMBLAJE		APLICACIÓN	
PESO: 11945 Kg		4		5	
HOJA 1 DE 1		3		2	





Córdoba Sánchez Roberto Moroni		FECHA	
TÍTULO:		NOMBRE	
Ensamblaje		DIBUJADO	
TAMAÑO		VERIFICADO	
A		INGENIERÍA	
N.º DE DIBUJO		FABRICACIÓN	
Anexo D		CALIDAD	
REV		COMENTARIOS:	
REV		SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:	
ESCALA: 1:75		LAS COTAS SE EXPRESAN EN CENTIMETROS	
PESO: 23822 Kg		INTERPRETAR TOLERANCIA GEOMÉTRICA POR:	
HOJA 1 DE 1		MATERIAL	
		Acero AISI 4140	
		ACABADO	
		NO CAMBIE LA ESCALA	

ESCALA 1 : 75

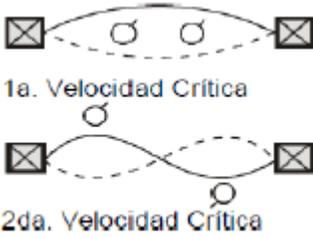
1 2 3 4 5

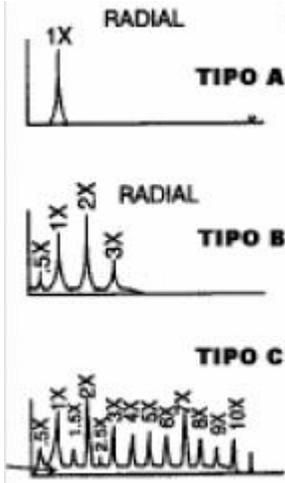
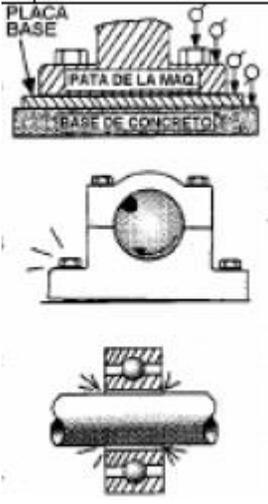
Anexo E. Tabla de Frecuencias Naturales de Resonancia.

Tabla de las primeras 20 frecuencias naturales para los 6 tipos de sujeción, obtenidas en el estudio de frecuencias.

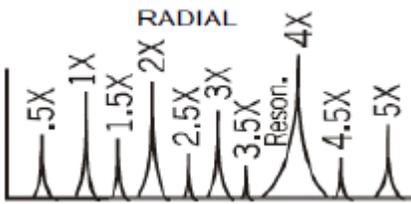
Suj. Tipo	Forma Modal (Hz)																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	1.825	2.2328	2.7272	6.1545	9.0595	15.384	17.522	26.328	30.709	33.89	33.98	35.568	36.077	39.119	43.578	46.547	49.982	53.292	53.481	57.088
2	2.2386	2.3818	5.4811	7.9863	11.501	17.549	22.378	31.368	34.005	36	37.525	39.764	40.853	43.981	46.634	50.93	53.485	59.338	59.909	67.141
3	2.3908	3.7259	8.8365	11.323	15.379	25.929	26.416	35.86	36.763	37.56	39.53	40.092	46.534	47.939	53.666	55.22	63.69	65.603	67.853	73.318
4	2.3941	4.1703	10.298	12.547	16.994	27.47	27.93	36.493	38.264	39.33	40.093	45.271	46.7	51.261	54.774	56.456	66.795	67.68	71.547	74.006
5	2.4058	11.266	24.756	28.066	37.062	38.214	39.333	40.093	49.553	50.61	54.928	57.56	67.197	68.148	71.666	73.178	80.719	104.26	110.12	111.74
6	2.4058	24.758	28.066	38.215	39.333	40.093	54.891	57.572	67.199	71.67	73.179	80.762	110.12	111.74	115.44	124.8	130.39	134.56	141.49	149.24

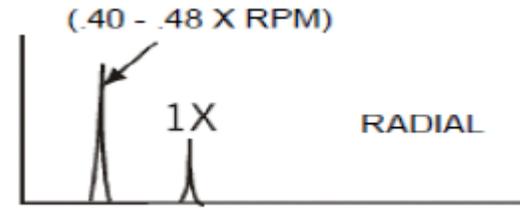
Anexo F. Tabla Ilustrada del diagnóstico de vibraciones

Fuente del Problema	Espectro típico	Relación de Fase	Observaciones
R E S O N A N C I A		 <p>1a. Velocidad Crítica</p> <p>2da. Velocidad Crítica</p>	<p>La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural del sistema, y puede causar una amplificación dramática de las amplitudes, lo que puede resultar en una falla prematura o incluso catastrófica. Esta puede ser una frecuencia natural del rotor, pero a menudo puede ser originada por el bastidor, la cimentación, caja de engranajes e incluso las correas de transmisión. Si un rotor está o se aproxima a la resonancia puede ser prácticamente imposible balancearlo debido al enorme cambio de fase que experimenta (90 ° en resonancia, cerca de 180 ° cuando la atraviesa). A menudo requiere el cambio de la frecuencia natural a una frecuencia mayor o menor. Generalmente las frecuencias naturales no cambian con un cambio en la velocidad, lo que ayuda a su identificación.</p>

S O L T U R A M E C Á N I C A			<p>La soldura mecánica está indicada para un espectro de vibración de tipo A, B o C.</p> <p>Tipo A es causada por soldura/debilitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soldura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. Pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición Vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma.</p> <p>Tipo B es generalmente causada por soldura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete.</p> <p>Tipo C es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes Componentes, que puede causar numerosas armónicas debidas a respuestas no lineales de partes flojas a fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la Onda de Tiempo y un ruido elevado en el suelo del espectro. La tipo C es causada con frecuencia por el aflojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente. La soldura mecánica es a menudo altamente direccional y puede causar lecturas notablemente diferentes si se comparan</p>
---	---	---	--

			<p>niveles en incrementos de 30° en dirección radial alrededor de la carcasa del rodamiento. También nótese que la soltura podrá causar múltiples sub-armónicas exactamente a 1/2 o 1/3XRPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>
--	--	--	---

Fuente del Problema	Espectro típico	Observaciones
<p style="text-align: center;">R O C E (F R I C C I Ó N) D E L R O T O R</p>		<p>El Roce del Rotor produce un espectro similar al de la soltura mecánica cuando las partes giratorias entran en contacto con los componentes fijos. La fricción puede ser parcial o en toda la revolución del rotor. Usualmente genera una serie de frecuencias, lo que por lo general excita una o más resonancias. A menudo existen sub-armónicas de fracción entera, de la velocidad de fraccionamiento (1/2, 1/3, 1/4, 1/5,...1/n). Dependiendo de la ubicación de la frecuencias naturales del rotor. La fricción del rotor puede excitar numerosas frecuencias altas (similar al ruido de banda ancha que se produce al pasar una tiza por un pizarrón) puede ser muy grave y de corta duración si es causado por el eje haciendo contacto con el Babbit del cojinete. Una fricción anular total alrededor de toda la revolución del eje puede inducir una “precesión reversa” con el rotor girando rápidamente a la velocidad crítica en dirección opuesta a la rotación del eje (inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica).</p>

<p>Cojinetes</p> <p>D E S G A S T E O J U E G O</p>		<p>Etapas posteriores del desgaste de cojinete son normalmente puestas en evidencia debido a la presencia de series completas de armónicas de velocidad de funcionamiento (hasta 10 o 20). Cojinetes gastados a menudo permiten altas amplitudes Verticales en comparación con las Horizontales, pero solo mostrarán un pico pronunciado a 1XRPM. Los cojinetes con soltura (juego) excesivo pueden permitir que un desbalance y/o desalineación menor cause una alta vibración que sería mucho menor si el juego del cojinete se ajustara a las especificaciones.</p>
<p>Cojinetes</p> <p>R E M O L I N O D E A C E I T E</p>		<p>La Inestabilidad por Remolino de Aceite ocurre a .40-.48XRPM y a menudo es bastante grave. Se le considera excesiva cuando la amplitud excede el 40% de la holgura del cojinete. El remolino de aceite es una vibración de la película de aceite donde las desviaciones en las condiciones normales de operación (ángulo de disposición y radio de excentricidad) causan que una cuña de aceite “empuje” al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (precesión hacia adelante). El remolino de aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrifugas que aumentan las fuerzas del remolino. Puede causar que el aceite no soporte al eje, o puede convertirse en inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con una frecuencia natural del rotor. Cambios en la viscosidad del aceite, presión de lubricación y cargas previas externas pueden afectar al remolino de aceite.</p>

Anexo G. v Norma ISO 10816-1995. Vibración Mecánica. - Evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas.^[21]

Esta norma establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar un funcionamiento fiable de la máquina a largo plazo. Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica. Este estándar consta de cinco partes:

Parte 1: Indicaciones generales.

Parte 2: Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 1800, 3000 y 3600 RPM.

Parte 3: Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.

Parte 4: Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.

Parte 5: Conjuntos de máquinas en plantas de hidrogenación y bombeo (únicamente disponible en inglés).

Este nuevo estándar evalúa la severidad de la vibración de maquinaria rotativa a través de mediciones efectuadas en planta en partes no giratorias de las mismas. Engloba y amplía los estándares citados anteriormente.

Los criterios de vibración de este estándar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia superior a 15 kW y velocidad entre 120 RPM y 15.000 RPM. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas. El valor eficaz (RMS) de la velocidad de la vibración se utiliza para determinar la condición de la máquina. Este valor se puede determinar con casi todos los instrumentos convencionales para la medición de vibración.

Se debe prestar especial atención para asegurar que los sensores estén montados correctamente y que tales montajes no degraden la precisión de la medición. Los puntos de medida típicamente son tres, dos puntos ortogonales en la dirección radial en cada caja de descanso y un punto en la medición axial.

Las mediciones deben realizarse cuando el rotor y los descansos principales han alcanzado sus temperaturas estacionarias de trabajo y con la máquina funcionando bajo condiciones nominales o específicas (por ejemplo de velocidad, voltaje, flujo, presión y carga).

En máquinas con velocidad o carga variable, las mediciones deben realizarse bajo todas las condiciones a las que se espera que la máquina trabaje durante períodos prolongados de tiempo. Los valores máximos medidos, bajo estas condiciones, serán considerados representativos de la vibración. Si la vibración es superior a lo que el criterio permite y se sospecha de excesiva vibración de fondo, las mediciones se deben realizar con la máquina detenida para determinar el grado de influencia de la vibración externa. Si con la máquina detenida excede el 25% de la vibración medida con la máquina operando, son necesarias acciones correctivas para reducir el efecto de la vibración de fondo. En algunos casos el efecto de la vibración de fondo se puede anular por análisis espectral o eliminando las fuentes externas que provocan las vibraciones de fondo.

La severidad de la vibración se clasifica conforme a los siguientes parámetros:

- Tipo de máquina.
- Potencia o altura de eje.
- Flexibilidad del soporte.

Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje.

Las significativas diferencias en el diseño, tipos de descanso y estructuras soporte de la máquina, requieren una división en grupos. Las máquinas de estos grupos

pueden tener eje horizontal, vertical o inclinado y además pueden estar montados en soportes rígidos o flexibles.

- Grupo 1: Máquinas rotatorias grandes con potencia superior 300 kW.

Máquinas eléctricas con altura de eje $H \geq 315$ mm.

- Grupo 2: Máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 kW.

Máquinas eléctricas con altura de eje $160 \leq H \leq 315$ mm.

- Grupo 3: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.
- Grupo 4: Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

NOTA:

La altura del eje H de una máquina está definida como la distancia medida entre la línea de centro del eje y el plano basal de la máquina misma.

La altura del eje H de una máquina sin patas o de una máquina con pies levantados o cualquier máquina vertical, se debe tomar como la altura de eje H de una máquina horizontal en el mismo marco básico. Cuando el soporte es desconocido, la mitad del diámetro de máquina puede ser utilizada.

Clasificación según la flexibilidad del soporte

Si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación (en la mayoría de los casos es la frecuencia de rotación) en al menos un 25%, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes pueden ser considerados flexibles. En algunos casos el sistema máquina-

soporte puede ser considerado rígido en una dirección de medición y flexible en la otra dirección. Por ejemplo, la primera frecuencia natural en la dirección vertical puede estar sobre la frecuencia principal de excitación mientras que la frecuencia natural horizontal puede ser considerablemente menor. Tales sistemas serían rígidos en el plano vertical y flexible en el plano horizontal.

En estos casos, la vibración debe ser evaluada de acuerdo a la clasificación del soporte que corresponda en la dirección de la medición.

Evaluación

Zona A: Valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.

Zona B: Máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.

Zona C: La condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un período de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.

Zona D: Los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños.

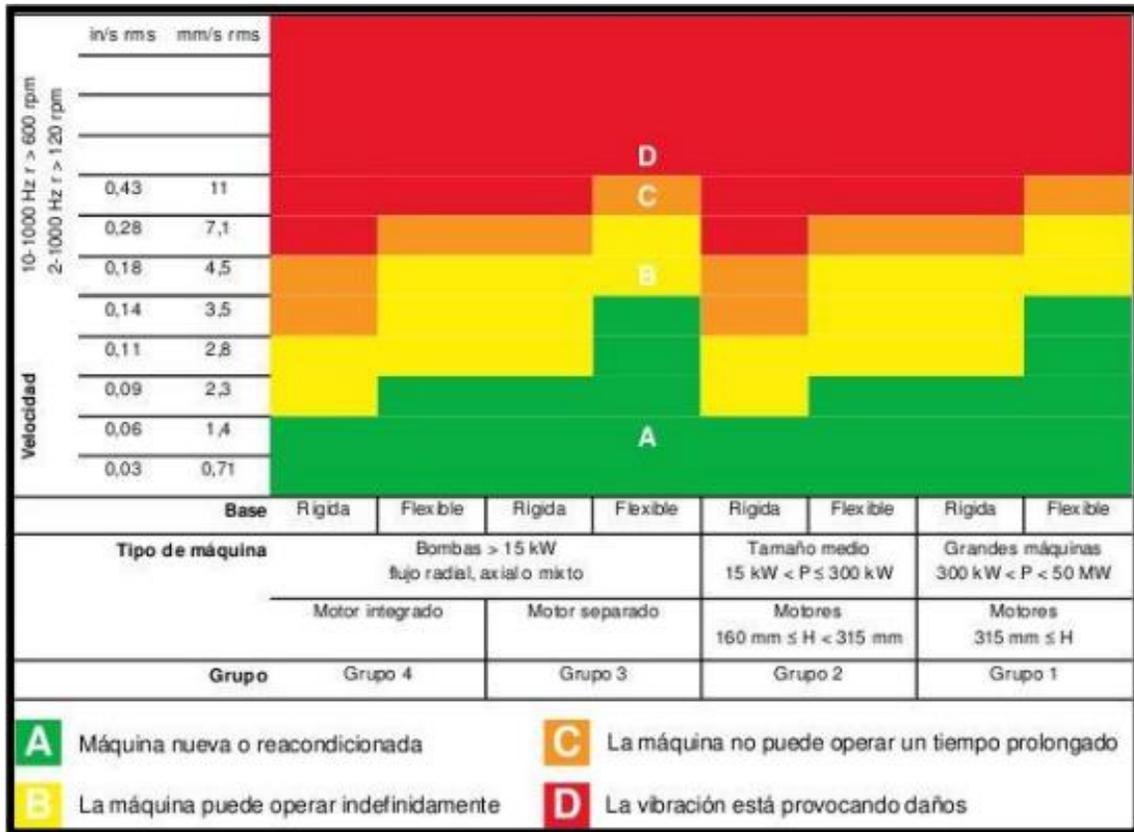


Figura G- 1. Tabla para la evaluación de la condición de vibración de la maquinaria.

Anexo H. Metodología de adquisición de datos.

Pasos a seguir en la adquisición de datos: ^[18]

La adquisición de datos es el primer y principal paso a dar para hacer un análisis de vibraciones.

1. Determinación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina, como son: velocidad de rotación de la máquina, tipo de rodamiento, engranaje y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También habrá que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas entre otras que normalmente afectarán a las mediciones de vibración.

2. Determinación de la finalidad de la vibración que podrá incluir:

- Medidas de rutina para detectaren un momento determinado un posible fallo y determinar las causas que lo originan.
- Medidas para crear un histórico de datos y con él obtener un valor de base, sobre el que estará el valor de vibración que deba tener la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.
- Toma de datos antes y después de una reparación, la medida de antes pondrá de manifiesto el problema, elemento defectuoso y será más eficaz así su reparación. Después de la reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la corrección del defecto existente.

3. Selección de los parámetros de medición: desplazamiento, velocidad, aceleración, spike energy. Ellos determinarán el transductor a utilizar.

4. Determinación de posición y dirección de las medidas con los transductores, la vibración se tomará generalmente en rodamientos de la máquina o puntos donde sea más probable un fallo por acoplamiento, equilibrio, puntos donde se transmitan las fuerzas vibratorias.

Los tres sentidos principales en una medición son horizontal, vertical y axial. Sentidos radiales son horizontal y vertical, y se toman con eje del transductor a 90° respecto al eje de rotación, como se observa en la figura siguiente.

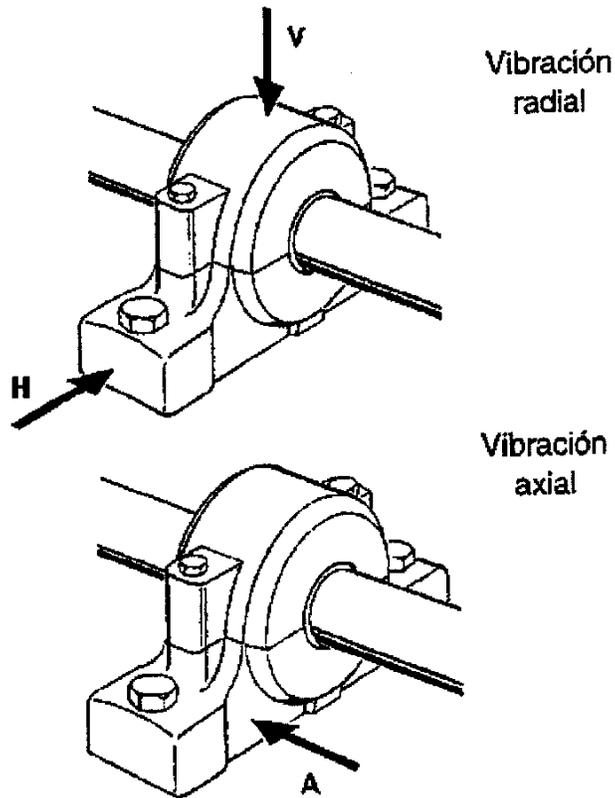


Figura H- 1.Sentido de toma de datos en una silla.

5. Selección del instrumento de medición y transductores.
6. Determinación del tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así se ahorrará tiempo a la hora de realizar las medidas y se obtendrá de estas, información más útil en el análisis.

Los datos obtenidos pueden ser: valores de magnitud total, espectro de frecuencias amplitud-frecuencia que indica el tipo de problema existente, amplitud-tiempo para vibraciones transitorias rápidas o vibraciones muy lentas, spike energy en rodamientos, engranajes y problemas de cavitación.

7. Toma de datos. Paso esencial en el análisis, precisa de atención y fiabilidad de las medidas tomadas.

A la hora de la adquisición de datos es importante tener en cuenta:

- Secuencias de medición, tomar datos correctos y lo más rápido posible, evitan tiempo perdido.
- Lugar de toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme, para la veracidad de los datos.
- Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ellos serán las personas que conocen de cerca la máquina.
- Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.
- Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para tomar más datos, medidas cuando pueda haber signos de algún problema.
- Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.
- Comparar con máquinas similares y en igual forma de trabajo.

Por tanto, se puede decir que la toma de datos es un paso esencial para un buen análisis de vibraciones. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así podrá hacerse un diagnóstico de algún problema lo más exacto posible.