



**Universidad
del Valle**

**DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO QUE PERMITA EVALUAR EL
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS GRUPOS GENERADORES DE LA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA ALTO ANCHICAYÁ**

PEDRO WIRLEY CASTRO FORI

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

2025



**Universidad
del Valle**

**DESARROLLO DE UN MODELO MATEMÁTICO QUE PERMITA EVALUAR EL
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LOS GRUPOS GENERADORES DE LA CENTRAL
HIDROELÉCTRICA ALTO ANCHICAYÁ**

PEDRO WIRLEY CASTRO FORI

Proyecto para optar por el título de
MAGISTER EN INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR

Prof. GONZALO FERNANDO CASANOVA, PhD

CODIRECTOR

Prof. GERALDO CARVALHO BRITO JUNIOR, PhD

UNIVERSIDAD DEL VALLE

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

SANTIAGO DE CALI

2025

Nota de aceptación:

Prof. GONZALO FERNANDO CASANOVA, PhD
Director del proyecto

Prof. GERALDO CARVALHO BRITO JUNIOR, PhD
Codirector del proyecto

Jurado

Jurado

DEDICATORIA

A mis padres, por su amor incondicional, su apoyo constante y los sacrificios que han hecho a lo largo de mi vida. Gracias por ser la base sólida sobre la que he construido mis logros. Me han enseñado, con su ejemplo, la importancia del esfuerzo, la perseverancia y la humildad.

A mis profesores, por compartir generosamente su sabiduría y por ser guías incansables a lo largo de este proceso. Su dedicación, pasión por el conocimiento y compromiso académico han sido una fuente constante de inspiración para mí.

A mis amigos, por su comprensión, su paciencia y su ánimo en los momentos de incertidumbre. Su presencia ha sido un refugio que ha aligerado este camino.

Esta tesis es el reflejo de todo lo que he recibido de cada uno de ustedes. Gracias por ser parte esencial de este sueño que hoy se hace realidad.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, deseo expresar mi más sincero agradecimiento a mis directores de tesis, los profesores **Fernando Casanova y Geraldo Brito**, por su invaluable guía, sabiduría y paciencia a lo largo de todo el proceso. Su apoyo constante, sus enriquecedoras sugerencias y su orientación académica han sido esenciales para el desarrollo y culminación de este proyecto.

A mi familia, en especial a mi madre, **María Olivia Fori**, por su amor incondicional, su paciencia y su apoyo constante. Gracias por estar siempre a mi lado, por brindarme la fuerza necesaria para continuar, incluso en los momentos más difíciles. Este logro es en gran parte gracias a ti.

A mis amigos y seres queridos, por su comprensión, su amistad y su constante apoyo emocional. Gracias por estar allí en los momentos de duda, por escucharme y por animarme a seguir adelante. Su presencia ha sido un pilar fundamental tanto en mi vida personal como académica.

Finalmente, mi más sincero agradecimiento a todas las personas que, de una u otra forma, han aportado su granito de arena a este trabajo. Ya sea con sus ideas, sugerencias o apoyo directo, su contribución ha sido invaluable y mi gratitud hacia cada uno de ustedes es profunda.

RESUMEN

La vida útil de un grupo generador hidroeléctrico (GGH) está determinada principalmente por su régimen de operación; aquellos con turbinas Francis tienen un punto de máxima eficiencia (BEP) definido durante la etapa de diseño, cuando se opera en zonas alejadas de este punto la eficiencia puede disminuir significativamente y las cargas mecánicas sobre la estructura aumentan en comparación con la operación en el BEP; adicional los arranques y paradas excesivas conllevan a problemas como sucesivas pasadas por zonas de inestabilidad hidráulica, cambios térmicos, etc; acelerando el deterioro de los componentes. Para responder ante los cambios de la demanda de energía en tiempo real y respaldar la confiabilidad y estabilidad del suministro de energía, los GGH se ven obligados a operar de manera continua fuera de sus puntos de BEP.

El presente proyecto busca optimizar la gestión de los GGH de la central hidroeléctrica Alto Anchicayá (CHAA), mediante el desarrollo de un modelo matemático para determinar su comportamiento, predecir cómo las vibraciones van a evolucionar ante cambios en las condiciones de operación y diagnosticar posibles condiciones de mal funcionamiento.

Para el desarrollo del modelo matemático, se recopiló información de operación, datos de diseño y memorias de cálculo del fabricante en donde relaciona algunos cálculos de rigidez. Se implementaron mediciones en campo con sensores para las variables críticas como vibraciones y se validó el modelo con los resultados experimentales.

Palabras clave: central hidroeléctrica, cojinetes guía, grados de libertad, grupo generador hidroeléctrico, mantenimiento predictivo, rigidez, runout, vibraciones.

ABSTRACT

The lifespan of a hydroelectric generator is primarily determined by its operating regime. Units equipped with Francis turbines have a defined best efficiency point, which is established during the design phase. When operating away from this point, efficiency can decrease significantly. To accommodate real-time fluctuations in energy demand and ensure the reliability and stability of the power supply, hydroelectric generators are often required to operate outside their maximum power or optimal efficiency range.

Operating far from the BEP typically results in increased mechanical loads on the structure compared to optimal operation. Excessive start-ups and shutdowns can lead to issues such as repeated passage through hydraulic instability zones, thermal fluctuations, and other mechanical stresses. Prolonged operation under such conditions, combined with frequent start-up and shutdown cycles, accelerates component wear, increasing the need for repairs to maintain the required operational conditions—especially in units that have already reached or exceeded their design lifespan.

This project aims to optimize the management of the hydroelectric generators at the Alto Anchicayá Hydroelectric Power Plant by developing a mathematical model to determine their dynamic behavior, predict how vibrations will evolve under varying operating conditions, diagnose potential malfunctions, and estimate the proximity of operational frequencies to the system's natural frequencies. The proximity between operational and natural frequencies may occur due to phenomena such as a reduction in the stiffness of the lubricating oil film in bearings or during overspeed conditions following a load rejection.

For the development of the mathematical model, historical operational data, design specifications, and manufacturer-calculated stiffness values were collected. Field measurements were conducted using sensors to monitor critical variables such as vibrations and hydraulic pressures. Experimental operational frequencies were compared with theoretical natural frequencies, and the model results were validated.

Keywords: degrees of freedom, dynamic behavior, guide bearings, hydro-generator, hydroelectric power plants, predictive maintenance, runout, vibration.

CONTENIDO

	página
RESUMEN	iv
ABSTRACT	v
página.....	vi
LISTA DE TABLAS	viii
LISTA DE FIGURAS.....	ix
GLOSARIO.....	xi
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Generalidades.....	2
1.2. Planteamiento del problema.....	4
1.3. Justificación	5
1.4. Objetivo general.....	5
1.4.1. Objetivos específicos	5
2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	6
2.1. Generalidades de los grupos generadores hidroeléctricos	6
2.2. Especificaciones técnicas de los grupos generadores hidroeléctricos.....	6
2.2.1. Cojinetes de soporte	7
3. ESTADO DEL ARTE	8
3.1. Impacto de las condiciones de operación.....	8
3.2. Sistemas de diagnóstico en línea.....	9
3.3. Monitoreo y modelado de grupos generadores hidroeléctricos	9
4. METODOLOGÍA	12
4.1. Actividades realizadas para el desarrollo del modelo	12
4.2. Desarrollo del modelo matemático.....	14
4.2.1. Metodología de desarrollo de un modelo matemático de 5 GDL.....	16
4.2.2. Desarrollo del modelo matemático para el análisis dinámico de los GGHs	21
4.3. Actividades requeridas para determinar y comparar las frecuencias	25
4.4. Recopilación de datos	27
4.5. Procesamiento y análisis de señales.....	30
4.6. Comparación de resultados.....	34
4.2. Identificación de frecuencias críticas	34
5. RESULTADOS	35
5.1. Análisis de mediciones experimentales de vibraciones	35
5.1.1. Unidad girando a 450 rpm– 0 MW (sin carga).....	35
5.1.2. Unidad girando a 450 rpm – 115 MW (Potencia nominal)	37

5.1.3.	Unidad girando a 30 rpm.....	39
5.1.4.	Aplicación de filtro a las señales	40
5.2.	Cálculo del <i>runout</i> estático	41
5.3.	Cálculo del <i>runout</i> dinámico y análisis de su efecto	42
5.4.	Cálculo de la rigidez de la película de aceite.....	48
5.5.	Resultados del modelo matemático desarrollado	50
5.5.1.	Diagrama de Campbell.....	53
5.5.1.1.	Modos de vibración	54
6.	CONCLUSIONES	59
7.	RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	60
8.	REFERENCIAS	61
9.	APENDICE	65
9.1.	Rigidez de las ménsulas	65
9.2.	Rigidez de los soportes de las ménsulas	66
9.2.1.	Rigidez de los soportes de la ménsula CGS	66
9.2.2.	Modelo con pernos para los soportes de las ménsula del CGS	66
9.2.3.	Modelo simplificado de las fijaciones de la ménsula del CGS	69
9.2.4.	Rigidez de los soportes de la ménsula CGI.....	70
9.3.	Rigidez de los conjuntos ménsulas-cojinetes	71
9.3.1.	Rigidez del conjunto ménsula CGS.....	71
9.3.2.	Conjunto ménsula CGI.....	73
9.3.3.	Rigidez en la mensual CGT	74

LISTA DE TABLAS

	página
<i>Tabla 1.1. Factor de Uso CHAA.....</i>	<i>2</i>
<i>Tabla 2.1. Especificaciones técnicas turbina - generador CHAA.....</i>	<i>6</i>
<i>Tabla 4.1. Parámetros principales del modelo</i>	<i>13</i>
<i>Tabla 4.2. Características de los sensores.....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 4.3. Puntos para monitoreo de vibraciones</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 4.4. Características acelerómetro equipo tradicional</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 4.5. Configuración sensores de proximidad sistema de medición en línea</i>	<i>29</i>
<i>Tabla 4.6. Comparación de sensores de vibración monitoreo en línea y tradicional.....</i>	<i>30</i>
<i>Tabla 4.7. Asociación física en función de la frecuencia de vibración</i>	<i>31</i>
<i>Tabla 4.8. Comparativo entre VIBXPERT II y CDAG para las vibraciones RMS absolutas en el CGS del GGH 2 de CHAA, unidad generando 110 MW</i>	<i>32</i>
<i>Tabla 5.1. Tiempos del pulso de referencia (fasor de referencia o keyphasor).....</i>	<i>46</i>
<i>Tabla 5.2. Valores estimados para runout (30 rpm)</i>	<i>46</i>
<i>Tabla 5.3. Valores de las vibraciones relativas del eje a velocidad nominal (450 rpm), GGH excitado en vacío, sin descontar el runout</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 5.4. Valores de las vibraciones relativas del eje con 115 MW, sin descontar el runout</i>	<i>47</i>
<i>Tabla 5.5. Valores de amplitud de las vibraciones relativas del eje neta, restando el efecto del runout.....</i>	<i>48</i>
<i>Tabla 5.6. Características de los cojinetes.....</i>	<i>49</i>
<i>Tabla 5.7. Masas obtenidas con MEF del GGH</i>	<i>50</i>
<i>Tabla 5.8. Parámetros utilizados en el modelo.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 5.9. Parámetros de inercia y rigidez del GGH utilizados en el modelo.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabla 5.10. Datos al comparar las mediciones (pico), el modelo matemático vs mediciones experimentales con la unidad a velocidad nominal y sin carga</i>	<i>53</i>
<i>Tabla 5.11. Vibración del eje en función del grado de balanceo del rotor y del rodete</i>	<i>56</i>
<i>Tabla 5.12. Vibración del eje en función de la variación de la rigidez de las ménsulas de CGS y CGI.....</i>	<i>57</i>
<i>Tabla 5.13. Variación de vibraciones en función de la variación de la rigidez de la película de aceite</i>	<i>58</i>
<i>Tabla 9.1. Propiedades mecánicas para material acero estructural de placas y tornillos</i>	<i>67</i>
<i>Tabla 9.2. Resultados de análisis de convergencia soportes ménsula CGS.</i>	<i>68</i>
<i>Tabla 9.3. Rigidez en soportes ménsula CGS a diferentes torques aplicados a los pernos</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 9.4. Resultados simulación modelo con perno vs modelo simplificado del soporte ménsula CGS.....</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 9.5. Propiedades mecánicas placas y tornillos fijación ménsula CGI.....</i>	<i>70</i>
<i>Tabla 9.6. Rigidez soportes ménsula CGI a diferentes torques aplicados a los pernos.....</i>	<i>71</i>
<i>Tabla 9.7. Rigidez soportes ménsula CGI modelo perno vs modelo simplificado.</i>	<i>71</i>

LISTA DE FIGURAS

	página
<i>Figura 1.1. Rotor del generador y turbina Francis de la CHAA.....</i>	<i>3</i>
<i>Figura 2.1. Partes principales del conjunto generador-eje-turbina.....</i>	<i>7</i>
<i>Figura 4.1. Representación del modelo de cuerpo rígido físico del GGH de la CHAA.....</i>	<i>13</i>
<i>Figura 4.2. Etapas desarrollo de un modelo matemático.....</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4.3. Representación del modelo del GGH de la CHAA.....</i>	<i>16</i>
<i>Figura 4.4. Diagrama de cuerpo libre masa 1</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4.5. Diagrama de cuerpo libre masa 2</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4.6. Diagrama de cuerpo libre masa 3</i>	<i>17</i>
<i>Figura 4.7. Diagrama de cuerpo libre del eje, componente de fuerzas.....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 4.8. Presión en la película de aceite en cojinetes.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 4.9. Flujograma elaboración modelo en Matlab.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 4.10. Ubicación de sensores de monitoreo en línea de vibraciones en los GGHs de la CHAA.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 4.11. Ubicación de sensores de monitoreo de presión en el caracol de los GGHs de la CHAA.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 4.12. Ubicación de sensores de monitoreo tradicional de vibraciones en los GGHs de la CHAA.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 4.13. Comparativo entre la vibración absoluta del CGS en la dirección X por el VIBXPERT II y el CDAG</i>	<i>33</i>
<i>Figura 4.14. Comparativo entre la vibración absoluta del CGS en la dirección Y por el VIBXPERT II y el CDAG</i>	<i>33</i>
<i>Figura 5.1. Vibraciones relativas del eje (proxímetro) en direcciones X e Y del GGH a 450 rpm sin carga.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 5.2. Vibraciones absolutas de los cojinetes (acelerómetro) en direcciones X e Y del GGH girando a 450 rpm sin carga.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 5.3. Orbitas del eje a 450 rpm (incluye el efecto del runout) sin carga</i>	<i>37</i>
<i>Figura 5.4. Vibraciones relativas del eje (proxímetro) en direcciones X e Y del GGH con 115 MW</i>	<i>38</i>
<i>Figura 5.5. Vibraciones absolutas de los cojinetes (acelerómetro) en direcciones X e Y del GGH con 115 MW.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 5.6. Orbitas del eje a 115 MW (incluye el efecto del runout).....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 5.7. Vibraciones relativas del eje (proxímetro) en direcciones X e Y del GGH girando a 30 rpm, para determinación del runout.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 5.8. Vibraciones absolutas de los cojinetes (acelerómetro) en direcciones X e Y del GGH girando a 30 rpm.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura 5.9. Orbitas en el eje en los cojinetes a 30 rpm (runout)</i>	<i>40</i>
<i>Figura 5.10. Orbitas en el eje para las diferentes condiciones monitoreadas del GGH de la CHAA.....</i>	<i>41</i>
<i>Figura 5.11. Resultados del runout estático durante el montaje de un GGH en 2012.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 5.12. Análisis comparativo de las orbitas 30 rpm y 450 rpm.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 5.13. Amplitud en el CGS en el eje dirección X, en diversas condiciones operativas, para evaluar el runout del eje.....</i>	<i>43</i>
<i>Figura 5.14. Amplitud en el CGI en el eje dirección X, en diversas condiciones operativas, para evaluar el runout del eje.....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 5.15. Amplitud en el CGT en el eje dirección X.....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 5.16. Comparativo de mediciones de las vibraciones y el fasor de referencia.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 5.17. Esquema excentricidad en el eje.....</i>	<i>49</i>

<i>Figura 5.18. Rigidez de la película de aceite del cojinete guía superior de los GGH de la CH de Itaipu en función de la excentricidad el eje.</i>	50
<i>Figura 5.19. Resultado vibraciones relativas del eje en los cojinetes obtenidas por el modelo, originadas por un desbalanceo de 50KN en el generador</i>	52
<i>Figura 5.20. Orbitas representativas en cada uno de los cojinetes guía, originadas por un desbalanceo de 50KN en el generador</i>	52
<i>Figura 5.21. Diagrama de Campbell usando modelo Matlab</i>	54
<i>Figura 5.22. Seis primeros modos de vibración del GGH de la CHAA</i>	55
<i>Figura 5.23. Efectos en el CGI de variación de la rigidez de la ménsula del CGS del GHH de la CHAA</i>	57
<i>Figura 5.24. Efectos en el CGI al variar la rigidez de la película de aceite del CGI del GHH de la CHAA</i>	58
<i>Figura 9.1. Diagrama de flujo del análisis estructural</i>	65
<i>Figura 9.2. Fijación ménsula CGS</i>	66
<i>Figura 9.3. Fijación ménsula CGS en el modelo 3D</i>	67
<i>Figura 9.4. Cargas aplicadas soporte ménsula CGS</i>	68
<i>Figura 9.5. Resultados soporte ménsula superior con torque E2</i>	69
<i>Figura 9.6. Fijación de ménsula CGI</i>	70
<i>Figura 9.7. Conexión frictionless entre eje y cojinete</i>	72
<i>Figura 9.8. Condiciones de borde y aplicación de cargas en la ménsula superior</i>	72
<i>Figura 9.9. Resultados de deformación en la ménsula CGS</i>	73
<i>Figura 9.10. Condiciones de borde y restricciones ménsula CGI</i>	73
<i>Figura 9.11. Resultados del conjunto cojinete más ménsula inferior</i>	74
<i>Figura 9.12. Condiciones de borde y cargas aplicadas en el CGT</i>	74
<i>Figura 9.13. Mallado soporte CGT</i>	75
<i>Figura 9.14. Rigidez en la dirección X e Y del CGT</i>	75

GLOSARIO

AMO - ANÁLISIS MODAL OPERACIONAL: es una técnica que permite identificar las propiedades dinámicas de una estructura en funcionamiento, para evaluar los riesgos asociados con los modos de falla y sus efectos.

ANILLO MAGNÉTICO: parte fundamental del rotor de un generador sincrónico, formado por una serie de polos magnéticos distribuidos en un patrón circular.

BEP - PUNTO DE MÁXIMA EFICIENCIA (BEST EFFICIENCY POINT): hace referencia al punto de operación en el que un equipo o sistema alcanza su máxima eficiencia energética

CDAG: centro de diagnóstico avanzado de generación, proyecto de Celsia Colombia S.A. E.S.P. para el diagnóstico de los grupos generadores hidroeléctricos.

CGI: cojinete guía inferior del generador

CGS: cojinete guía superior del generador

CGT: cojinete guía de la turbina

CH: central hidroeléctrica

CHAA: central hidroeléctrica Alto Anchicayá

GDL: grados de libertad

GGH - GRUPO GENERADOR HIDROELÉCTRICO: se refiere al conjunto de equipos que trabajan en sincronía para convertir la energía hidráulica del agua en energía eléctrica.

MÉNSULA DE COJINETE: es un soporte estructural diseñado para sostener y posicionar los cojinetes de máquinas rotativas, como ejes de turbinas o generadores.

OVERHAUL: se traduce al español como revisión general, en el contexto de mantenimiento, se refiere un procedimiento operativo cuyo objetivo es reestablecer las condiciones de operación de un GGH mediante la recuperación de las tolerancias de diseño.

RUNOUT: hace referencia a la desviación de una forma circular perfecta en partes rotativas, como ruedas, ejes o discos. Para el caso de los GGH corresponde a la desalineación radial en los cojinetes.

TURBINA FRANCIS: es un tipo de turbina hidráulica de reacción de flujo mixto, ampliamente utilizada en CH, está diseñada para operar en condiciones de alta presión y caudal medio a alto.

1. INTRODUCCIÓN

La energía hidroeléctrica ha jugado un papel crucial en la provisión de electricidad desde finales del siglo XIX, hoy en día sigue siendo una de las fuentes más importantes de energía renovable a nivel global. Las centrales hidroeléctricas (CHs) se destacan por su capacidad de proporcionar una fuente constante y fiable de energía, así como por su flexibilidad operativa al poder generar electricidad de manera continua siempre que haya un suministro adecuado de agua y pueden ajustarse rápidamente a los cambios en la demanda de electricidad, lo que las convierte en un mecanismo esencial para equilibrar la red eléctrica.

Este proyecto se realizó en la central hidroeléctrica Alto Anchicayá (CHAA), una planta que ha sido un pilar en la generación de electricidad en Colombia y que hoy en día opera en un entorno donde la generación de energía fluctúa cada vez con más frecuencia e intensidad por cambios en la demanda y por el crecimiento de las energías eólica y fotovoltaica, que dependen en tiempo real de las condiciones climáticas. Estas fluctuaciones requieren que los grupos generadores hidroeléctricos (GGHs) se enciendan y apaguen con mayor frecuencia, generando ciclos de carga y descarga, que pueden acelerar el desgaste de los componentes al crear condiciones de estrés térmico y mecánico que no están presentes durante la operación continua, haciendo necesario que operen frecuentemente fuera de su punto de máxima eficiencia (BEP). Esta operación en condiciones que no fueron contempladas durante su diseño original incrementa los esfuerzos y puede causar mayor fatiga en los materiales, así como vibraciones anómalas y, eventualmente, defectos estructurales.

Las CHs son claves en la transición hacia un sistema energético más limpio y sostenible, sin embargo, a pesar de los beneficios ambientales y económicos que ofrecen, enfrentan desafíos significativos, especialmente en relación con la confiabilidad y el mantenimiento de sus componentes clave como los GGHs. La operación fuera del BEP no solo afecta su vida útil, sino que también incrementa el riesgo de fallos imprevistos, por ejemplo, las vibraciones elevadas pueden causar daños en componentes críticos y si estos no se detectan y corrigen a tiempo, pueden resultar en fallos catastróficos, como el ocurrido en la CH de Sayano Shushenskaya en 2009 (Aroira, C., 2024), que no solo interrumpen la producción de energía, sino que también pueden representar un riesgo significativo para la seguridad de las instalaciones y el entorno.

Dado este contexto, es fundamental desarrollar métodos efectivos para predecir y gestionar los cambios en las condiciones de operación que pueden surgir en los GGHs de la CHAA, ya que la identificación temprana de anomalías y la implementación de estrategias de mantenimiento preventivo pueden no solo prolongar la vida útil de los GGHs, sino también evitar fallos catastróficos que podrían resultar en interrupciones del servicio, costos elevados de reparación y posibles daños ambientales.

Un modelo matemático puede simular cómo se comportarán los GGHs bajo diferentes condiciones operativas y predecir la evolución de las vibraciones y otros indicadores de salud estructural, esto es especialmente importante porque las vibraciones excesivas son a menudo un precursor de fallos más graves; al modelar cómo evolucionan las vibraciones ante cambios en las condiciones de operación, es posible identificar problemas potenciales antes de que se conviertan en fallos catastróficos. Adicionalmente, el modelo facilita la identificación de la proximidad entre las frecuencias de operación de los GGHs y sus frecuencias naturales; cuando estas frecuencias se acercan demasiado, pueden producirse resonancias que amplifican las vibraciones y podrían causar daños significativos en los componentes del GGH; al predecir estas resonancias, el modelo permite implementar medidas preventivas para evitar daños.

La metodología para desarrollar el modelo matemático destinado a evaluar el comportamiento dinámico de los GGHs en la CHAA comienza con la recopilación de datos (registros de operación y mantenimiento, vibraciones y frecuencias operativas); con estos datos se procedió al desarrollo del modelo matemático, el cual incluyó ecuaciones que describen las interacciones entre cargas, vibraciones y otros factores críticos que afectan la salud estructural de los GGHs. Paso seguido, se realizaron simulaciones para prever su comportamiento bajo distintas condiciones operativas, se validó el modelo comparando las predicciones con datos reales de operación y posteriormente se calibró para reflejar con exactitud el comportamiento del GGH; la implementación de este modelo representa una valiosa contribución al conocimiento científico en el campo de la ingeniería de mantenimiento y la gestión de activos.

1.1. Generalidades

En Colombia, el sector eléctrico está conformado por empresas que se encargan de cada fase de la cadena productiva (generación, transmisión, distribución y comercialización) y por entidades que supervisan, regulan y controlan el sistema; entre estas se encuentran: el Ministerio de Minas y Energía, que dirige el sector; la UPME, que se encarga de la planificación; la CREG, que actúa como organismo regulador; y XM que es el administrador del mercado.

Celsia es una de las empresas generadoras de energía más representativas del país, la mayoría de sus CHs han estado en operación por más de 40 años, la garantía de su desempeño se puede atribuir a su plan de mantenimiento y gestión eficaz. En el año 2018 Celsia inició un proyecto denominado CDAG (centro de diagnóstico avanzado de generación) como parte de una iniciativa de transformación digital que, entre otras cosas, tiene como objetivo el monitoreo en tiempo real, la detección y diagnóstico de fallas, la optimización de las operaciones y el análisis de posibles riesgos. Entre las CHs en las que se aplicó el CDAG está la CHAA operativa desde 1974 con una capacidad instalada de 355 MW, en la cual se realizó el presente estudio; ubicada en el departamento del Valle del Cauca, en el municipio de Buenaventura, dentro del Parque Nacional Natural Farallones de Cali.

La CHAA tiene un factor de uso promedio de 58.23%, como se muestra en la tabla 1.1, pero se requiere disponibilidad de generar en el momento que el sistema interconectado requiera energía, de acuerdo con un despacho centralizado actualizado diariamente.

Tabla 1.1. Factor de Uso CHAA

Año	Factor de uso	Año	Factor de uso
2017	56,80%	2021	66,84%
2018	55,22%	2022	72,03%
2019	55,22%	2023	49,99%
2020	57,03%	2024	52,70%
Promedio		58,23%	
Desviación estándar		7,41%	

Fuente: cuadro de mando Celsia. Consultado 12 diciembre de 2024.

En la CHAA, los planes de mantenimiento se programan generalmente durante la temporada de sequía para cada GGH, según las necesidades específicas y las condiciones de demanda de energía eléctrica. Dichos mantenimientos usualmente duran una semana por cada GGH. Este período se selecciona estratégicamente para minimizar el impacto en la producción energética, permitiendo la realización de inspecciones y ajustes preventivos en los equipos. Adicionalmente, en promedio cada 20 años se lleva a cabo un mantenimiento

mayor (Overhaul), que implica una revisión y mantenimiento general detallado del GGH, durante el cual se extrae la turbina y el generador con el objetivo principal de restablecer las tolerancias de diseño y la eficiencia del sistema.

En lo que respecta al generador, se procede a la recuperación de los aislamientos en los polos, barras y puentes, garantizando así la integridad eléctrica y la continuidad operacional a largo plazo; los generadores en una CH constituyen un componente crítico del sistema, encargado de convertir la energía mecánica suministrada por la turbina, en energía eléctrica. Este equipo debe ser capaz de soportar variaciones en la carga y operar de manera confiable a lo largo de su ciclo de vida, por lo que cualquier signo de deterioro en sus componentes, como vibraciones inusuales o pérdida de eficiencia, es cuidadosamente evaluado para evitar fallos que podrían afectar la continuidad del suministro eléctrico.

Para el caso de la turbina se restauran los elementos desgastados y se recuperan las holguras operativas esenciales para el funcionamiento eficiente del sistema. La turbina es responsable de convertir la energía cinética del agua en energía mecánica; esta energía mecánica es luego transmitida al generador para su conversión en energía eléctrica. Las turbinas Francis, comunes en este tipo de instalaciones, son de reacción y funcionan bajo un flujo de agua constante según la carga generada. La figura 1.1 presenta una vista del rotor del generador y la turbina Francis de la CHAA.



Figura 1.1. Rotor del generador y turbina Francis de la CHAA

Fuente: Autor

Una vez realizados los mantenimientos del overhaul, se espera observar un aumento en la eficiencia operativa del GGH; para el caso de la CHAA según los estudios de Hyngal S.L., 2019, la mejoría observada estuvo entre 4 y 5 puntos porcentuales, pasando de 87% a 92% en promedio; en la zona de máxima eficiencia, entre 105 a 110MW. De los estudios también se evidencio que a bajas potencias la eficiencia disminuye alrededor del 17% frente a la potencia nominal. El régimen de trabajo en bajas potencias básicamente es debido a que la demanda de energía obliga a generar en estos rangos de baja potencia.

Es fundamental para la gestión del activo conocer las frecuencias naturales del sistema, así como su comportamiento ante cambios en las condiciones normales de operación, como son: desbalanceo, pérdida de apriete de la ménsula y variación en la rigidez

del aceite. Estos cambios deben considerarse en función del diseño y la dinámica actual del GGH, ya que, si la frecuencia de operación se acerca a alguna de estas frecuencias, existe un mayor riesgo de incrementar las vibraciones y provocar daños estructurales.

1.2. Planteamiento del problema

En la actualidad los planes de mantenimiento de los GGHs responden a un cálculo por horas de uso o rangos de tiempos recomendados por el fabricante de los equipos (8.000 horas o cada año comúnmente), con base en reportes de falla históricos; cabe resaltar que la dinámica del mercado actual exige unas variaciones de carga horaria mayores que en la década cuando se construyeron los GGHs y se determinaron los mencionados parámetros de mantenimiento. Consecuentemente es necesario definir e implementar técnicas modernas para el monitoreo de la salud estructural, con monitoreo en línea y modelado, que permitan a partir de las condiciones reales de operación, predecir con mayor grado de confiabilidad las necesidades de intervención y prevenir la operación en condiciones no deseadas. Esto podría incluso conducir al desarrollo de gemelos digitales adaptados para un análisis completo y detallado del comportamiento de los GGHs, así como para realizar los estudios y análisis necesarios que permitan implementar mejoras tanto en los GGHs en operación como en diseños futuros.

Para los GGHs de la CHAA se han realizado diferentes estudios puntuales que han permitido conocer la condición operativa en un momento histórico determinado y bajo unos tiempos cortos de las pruebas, pero no se cuenta con información obtenida mediante monitoreo continuo de vibraciones que abarquen todo el contexto (rango) operativo, ni se cuenta con un modelo dinámico para identificar las frecuencias naturales y que permita predecir como las vibraciones monitoreadas van a evolucionar ante cambios en las condiciones de operación para pronosticar e identificar comportamientos no deseados, de manera sistemática y oportuna.

Se han desarrollado estudios para GGHs de condiciones operativas distintas a las de la CHAA, teniendo en cuenta que los GGHs tienen características diferentes como las velocidades de rotación, cabeza hidráulica, entre otras; no es posible utilizar el modelo desarrollado en una CH para evaluar el comportamiento dinámico de un GGH de otra CH, se deben desarrollar modelos específicos para cada CH y para cada GGH.

Debido a esto se plantea la siguiente pregunta de investigación: ¿Como obtener información confiable que permita conocer el estado operativo real e identificar de forma predictiva las condiciones de daños mecánicos, asociados a vibración, de los grupos generadores de la central hidroeléctrica Alto Anchicayá?

Obteniendo la respuesta a esta pregunta, mediante el uso de modelos matemáticos se amplía el conocimiento sobre el comportamiento y desempeño de los GGHs. Con esto se logra analizar las variables operativas y obtener información confiable que el personal de mantenimiento podrá utilizar para realizar intervenciones preventivas que eviten fallas y paradas no deseadas, obteniendo una ventaja para la empresa en la disminución de costos por pérdidas de generación de energía, debido a la reparación y/o cambios de componentes.

1.3. Justificación

La vida útil y el rendimiento óptimo de los GGHs, especialmente aquellos con turbinas Francis, dependen en gran medida de su operación cerca del punto de máxima eficiencia. Sin embargo, la creciente demanda de energía en tiempo real obliga a estos GGHs a funcionar frecuentemente fuera de este rango óptimo, lo que genera sobrecargas, incremento de vibraciones y un desgaste acelerado de los componentes, especialmente en aquellos con una vida útil superior a los 40 años.

Dado que las condiciones operativas actuales imponen desafíos adicionales, este estudio propone desarrollar un modelo matemático que permita predecir el comportamiento dinámico del GGH, identificar la evolución de las vibraciones ante cambios en las condiciones de operación y evaluar la proximidad de las frecuencias operativas a las frecuencias naturales del sistema. Este enfoque no solo facilita la identificación temprana de problemas, evitando fallos, sino que también representa un insumo valioso para el personal de mantenimiento, que les permitiría implementar un mantenimiento más efectivo y oportuno, basado en condiciones reales de operación, asegurando la continuidad del servicio y reduciendo los costos asociados a fallos imprevistos.

Existen algunas frecuencias típicas asociadas a condiciones de mal funcionamiento, no obstante, no se tiene conocimiento de comportamientos dinámicos como la correlación entre la disminución de la rigidez de un cojinete y el aumento de la vibración en los otros cojinetes, el efecto de la cavitación de la turbina sobre la vibración en cada uno de los cojinetes, el efecto de la pérdida de apriete en las ménsulas, etc. Es aquí donde es fundamental contar con un modelo ajustado que será único para cada GGH, que represente adecuadamente su comportamiento dinámico y permita predecir como se comportará en diferentes escenarios. Este modelo es un primer e importante paso en la dirección de obtener un gemelo digital del GGH de la CHAA.

1.4. Objetivo general

Desarrollar un modelo matemático que permita estudiar el comportamiento de los grupos generadores de la central hidroeléctrica Alto Anchicayá y predecir como las vibraciones monitoreadas van a evolucionar ante cambios en las condiciones de operación, para mejorar el diagnóstico de la salud estructural y la confiabilidad operativa de los grupos generadores hidroeléctricos.

1.4.1. Objetivos específicos

1. Desarrollar un modelo matemático que permita determinar el comportamiento del conjunto generador-eje-turbina de los grupos generadores de la central hidroeléctrica Alto Anchicayá y predecir como las frecuencias de las vibraciones pueden variar ante cambios en la dinámica de los grupos, para la identificación temprana de defectos y prevenir fallas por incremento de vibración.
2. Comparar las frecuencias de señales experimentales a partir de las vibraciones medidas en campo durante la operación de los grupos generadores hidroeléctricos, con las frecuencias teóricas obtenidas del modelo para diagnosticar las posibles condiciones de mal funcionamiento asociadas a desbalanceo, pérdida de apriete de la ménsula y variación en la rigidez del aceite de los cojinetes.

2. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

2.1. Generalidades de los grupos generadores hidroeléctricos

Los GGHs de la CHAA constan de una turbina tipo Francis de eje vertical, fabricada por Dominion Engineering Works Limited, con una potencia de 160000 HP (120 MW) y una velocidad de rotación de 450 rpm; esta turbina está diseñada para operar con un salto de agua de 425-450 metros, lo que les permite manejar grandes caudales.

Los generadores fueron fabricados por Canadian General Electric y cuentan con una potencia de 145000 kVA (130 MW), estos generadores funcionan a una tensión de 13800 V, una corriente de 6062 A, mantienen una frecuencia de 60 Hz y su velocidad de rotación es de 450 rpm, con un factor de potencia de 0.9. Lo que garantiza una eficiente conversión de la energía mecánica a eléctrica.

2.2. Especificaciones técnicas de los grupos generadores hidroeléctricos

Las especificaciones técnicas de la turbina y el generador de la CHAA se muestran en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas turbina - generador CHAA

EQUIPO	TURBINA
Fabricante	Dominion Engineering Works Limited (Montreal, Canada)
Tipo	Francis de eje vertical
Salto (Cabeza)	450 m
Potencia	160000 HP (120 MW)
Velocidad	450 rpm
Número de serie	992
EQUIPO	GENERADOR
Fabricante	Canadian General Electric (Peterborough, Canada)
Tipo/Forma	ATI/W
Clase	I6-126/145MVA-450
Potencia	145 MVA (130 MW)
Voltaje	13800 V
Amperaje	6062 A
Frecuencia	60 Hz
Velocidad	450 rpm
Factor Potencia	0.9
Excitación	131 V / 1652 A
Calentamiento	80 °C (estator), 100 °C (Rotor)
Número de serie	525L417

Nota: datos técnicos CELSIA. Fuente: autor

2.2.1. Cojinetes de soporte

Los cojinetes de soporte en un conjunto generador-eje-turbina son componentes esenciales que permiten el movimiento rotacional del eje al minimizar la fricción entre las partes móviles y las fijas; no solo sostienen el peso del eje, los rotores de la turbina y el generador, sino que también deben resistir diversas fuerzas dinámicas, como el empuje hidráulico de la turbina, las fuerzas producidas por las vibraciones, las fluctuaciones de carga y otros efectos dinámicos, garantizando así un funcionamiento estable y eficiente del sistema.

Existen principalmente dos tipos de cojinetes utilizados:

1. **Cojinetes radiales (o de apoyo):** soportan las cargas radiales permitiendo que el eje gire de manera precisa y estable. Se ubican a lo largo del eje y distribuyen las fuerzas radiales generadas por las cargas dinámicas.
2. **Cojinetes axiales (o de empuje):** absorben las fuerzas axiales que empujan el eje en dirección longitudinal debido al peso propio de la parte giratoria y a la presión del agua en la turbina. Se colocan en puntos específicos para evitar desplazamientos axiales no deseados.

Ambos cojinetes están diseñados para operar bajo condiciones de alta velocidad y grandes cargas, usando sistemas de lubricación para minimizar el desgaste y disipar el calor generado; si fallan, pueden generar daños severos en la turbina y en el generador, resultando en costosas reparaciones y tiempos de inactividad.

En la figura 2.1, se visualiza un esquema de las diferentes partes constitutivas de los GGHs estudiados, las cuales se detallan a continuación: (1) Cojinete guía superior, (2) Cojinete de empuje, (3) Cojinete guía inferior, (4) Cojinete guía de turbina, (5) Ménsula superior, (6) Ménsula inferior, (7) Tapa superior de la turbina, (8) Carcasa del estator, (9) Eje superior, (10) Rotor, (11) eje inferior, (12) eje de turbina, (13) Rodete.

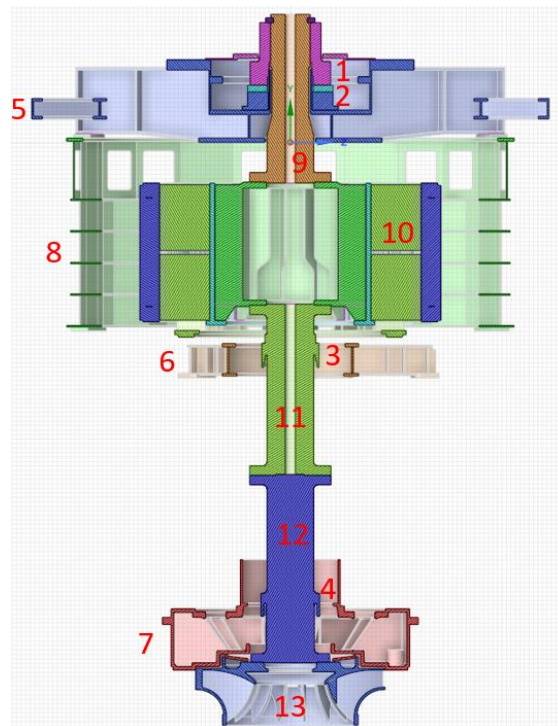


Figura 2.1. Partes principales del conjunto generador-eje-turbina
Fuente: autor

3. ESTADO DEL ARTE

Las CH son la principal fuente de generación de electricidad renovable en el mundo (Pioro & Duffey, 2019). La mayoría de los GGH fueron diseñados para una vida útil de 25 a 40 años, no obstante, hoy en día muchas turbinas tienen más de 50 años en funcionamiento (Georgievskaia, 2021); la confiabilidad disminuye y la tasa de fallas aumenta con la edad del equipo (Georgievskaia, 2020), las grietas por fatiga en los componentes son uno de los daños más riesgosos que ocurren en la operación, generalmente se detectan durante las inspecciones programadas mediante pruebas no destructivas. La detección tardía de grietas en crecimiento puede traer consecuencias desastrosas como la destrucción del GGH, pérdidas económicas significativas, daños al medio ambiente y a las personas, como sucedió en la CH de Sayano Shushenskaya en Rusia en el año 2009 (Aroira, C., 2024).

Debido a la magnitud de los impactos económicos, ambientales y riesgos para las personas que puede ocasionar una falla catastrófica en un GGH, varios investigadores han estudiado experimentalmente y mediante simulaciones su vida a fatiga con especial atención en el rodete y el eje de la turbina, proponiendo modelos y metodologías calibradas para cada caso específico, debido a que las condiciones de carga y forma constructiva son únicas para cada GGH. Los estudios de Atanasovska et al. (2013); Maricic et al. (2007); Milovanović et al. (2020); Momčilović et al. (2012); Negoita et al. (2019), describen la posible causa de la falla temprana de los ejes de las turbinas hidroeléctricas. El inicio y crecimiento de las grietas por fatiga depende de la acción de cargas dinámicas de origen hidráulico, mecánico y electromagnético, intrínsecas a la operación de las turbinas hidráulicas; esta situación se puede prevenir con un monitoreo e intervención oportuna, cuando se evidencien condiciones de mal funcionamiento. El tiempo de aparición, la tasa de crecimiento de las grietas por fatiga y el daño acumulado son particulares de cada GGH (Georgievskaia, 2019), por lo tanto, no es suficiente basarse únicamente en la información estadística sobre el crecimiento de defectos y daños en los componentes de GGHs para evaluar su estado, resulta fundamental realizar un análisis periódico e individual que asegure su fiabilidad y seguridad.

El monitoreo de vibraciones surge como una herramienta de diagnóstico de condición, cuya detección se basa en patrones vibratorios (Farrar y Worden, 2007; Brito Júnior, 2017); dicho enfoque resulta adecuado cuando existe gran cantidad de máquinas idénticas bajo condiciones similares en un periodo de tiempo prolongado. No obstante, los GGHs no son equipos estandarizados, son diseñados para necesidades muy concretas propias de cada CH en específico, en ese orden de ideas, es común encontrar dos GGHs supuestamente idénticos funcionando en condiciones similares, con patrones vibratorios muy diferentes, cuya explicación se centra en imperfecciones de montaje aparentemente sin importancia.

3.1. Impacto de las condiciones de operación

La vida útil de un GGH está determinada principalmente por sus modos de operación (Duparchy et al., 2017; Trivedi et al., 2013); para satisfacer las demandas de energía en tiempo real y respaldar la confiabilidad y estabilidad de los sistemas de energía, el GGH se usa regularmente en modos de operación fuera de diseño y durante largos periodos de tiempo. En este tipo de operación, es normal que las cargas aumenten varias veces en comparación con la operación en el rango de diseño (Duparchy et al., 2017; Favrel et al., 2020; Favrel et al., 2019; Casanova García et al., 2020).

Muchos de los elementos estructurales de los GGHs están sujetos a las vibraciones debido a las cargas fluctuantes, variaciones de presión en los diferentes rangos de generación

de energía, arranques y paradas dependientes de las demandas del mercado y fenómenos transitorios como rechazos de carga, cortocircuitos, etc; estas condiciones pueden resultar en fallas con alto impacto por costo, tiempo de reposición, riesgos ambientales y humanos. Cuando el GGH está generando y se realiza un rechazo de carga, la velocidad de este excede su velocidad nominal de 450 rpm y se incrementa casi un 50% (sobrevelocidad); en este contexto, un rechazo de carga es un fenómeno que ocurre cuando hay una desconexión súbita de la carga que estaba alimentando al sistema interconectado. Esto puede suceder por fallas en la red de transmisión o protecciones eléctricas del equipo.

Cuando ocurre un rechazo de carga, la energía mecánica que no es convertida en energía eléctrica causa un aumento abrupto en la velocidad de rotación del GGH, causando vibraciones y esfuerzos mecánicos adicionales sobre sus componentes. Durante el incremento de velocidad, la frecuencia de rotación puede acercarse a las frecuencias naturales del sistema, lo que podría dar lugar a una operación a velocidad crítica y generar condiciones de mal funcionamiento que si no se controlan adecuadamente pueden dañar la maquinaria, y generar riesgos para el personal y el entorno; asimismo, los incrementos abruptos de carga someten a los GGHs a altos niveles de estrés, comprometiendo su integridad estructural y funcional.

3.2. Sistemas de diagnóstico en línea

Actualmente, muchos de los grandes GGHs cuentan con sistemas de monitoreo y diagnóstico para recolectar y analizar información importante de sensores (Betti et al., 2019; Isermann, 1993); el propósito de estos sistemas es detectar y evaluar los defectos en la fase inicial. Georgievskaja (2021), propuso un sistema de análisis predictivo para pronosticar la aparición y crecimiento de grietas en turbinas hidráulicas utilizando un enfoque analítico.

Las fallas catastróficas en las CHs son inusuales, se esperan problemas severos sobre todo en plantas que tienen una caída de agua alta, superior a 250 m (Egusquiza et al., 2011). La inspección y el mantenimiento preventivo adecuados reducen significativamente la ocurrencia de fallas (Bulloch & Callagy, 2010). En general, se han reportado varios trabajos de análisis de fallas en el rodete de la turbina (Dorji & Ghomashchi, 2014 ; Frunzăverde et al., 2010; Huang et al., 2014; Liu et al., 2016; Luna-Ramírez et al., 2016; Saeed, 2017; Savin et al., 2021; Unterluggauer et al., 2019; Locquenghien et al., 2019) pero hay muy pocos análisis de fallas informados en el eje del generador y otros componentes principales como los cojinetes.

Las frecuencias de vibración de un GGH pueden variar debido a cambios en la configuración del equipo, como variaciones en la alineación o en el nivel de amortiguamiento, un caso común es la fluctuación en la viscosidad del aceite lubricante, que puede ocurrir si no se mantienen las temperaturas de los cojinetes dentro de los rangos adecuados, generando condiciones que afectan la operación. Nässelqvist et al. (2008), presentaron un caso de estudio sobre resonancia en un GGH evidenciando el cambio en las frecuencias naturales por desviación en la concentricidad y desalineación del generador.

3.3. Monitoreo y modelado de grupos generadores hidroeléctricos

Martini (2019), estudió el monitoreo de la salud estructural basado en el reconocimiento de patrones de vibración y la identificación de parámetros modales para la prevención de fallas y detección de defectos en sistemas dinámicos en los GGHs de la CH de Itaipu, utilizando un algoritmo de identificación en el dominio del tiempo aplicado a un

conjunto de señales de vibración simuladas por un modelo matemático. Sin embargo, no aplicó el algoritmo a señales reales, la influencia del amortiguamiento, la presencia de excitaciones deterministas y la relación señal/ruido sobre los resultados se determinó principalmente aplicando la técnica a un sistema de 2 GDL modelado para tal fin; por otra parte, Dreher (2022), trabajó en el dominio de la frecuencia, quien tampoco alcanza a aplicarlo a señales reales. En mecánica, los GDL representan el número mínimo de variables independientes necesarias para describir completamente la posición y movimiento de un sistema dinámico, cada GDL corresponde a una forma independiente en que el sistema puede moverse o deformarse.

El análisis modal operacional (AMO) permite que los parámetros modales, como las frecuencias naturales y el amortiguamiento modal, se estimen únicamente a partir de los datos recopilados durante la operación. Gagnon et al. (2009) exploraron la incertidumbre y las posibles variaciones en las estimaciones para diferentes condiciones de operación utilizando algoritmos basados en el método exponencial de mínimos cuadrados complejos para estimar los parámetros modales utilizando los datos recopilados en dos alabes diferentes de una turbina Francis.

Kim et al. (2019) realizaron AMO en palas de aerogeneradores donde compararon las frecuencias en condiciones normales de operación y las frecuencias en condiciones de daño, concluyendo que se puede identificar de forma efectiva daños locales utilizando AMO; tampoco fue aplicada en la parte rotativa. Esta metodología aún está en desarrollo para sistemas rotativos.

El trabajo de Brito Júnior (2017), sobre el análisis dinámico de cojinetes radiales de grandes GGHs tuvo como herramienta principal en su metodología un modelo basado en el MEF del GGH de la CH de Itaipú y realizó también modelado matemático de cuerpos rígidos (MCR) obteniendo resultados satisfactorios al comparar con el MEF. El MCR fue de 10 GDL y descompone el GGH en cuatro cuerpos rígidos: los tres cojinetes guía y la parte giratoria. La parte giratoria se considera como un cuerpo rígido con base en los cálculos del fabricante y las ménsulas se modelan como resortes ideales conectados a cuerpos rígidos (Brito Júnior, 2017).

Según Brito Júnior (2017): “La parte giratoria asume una posición de equilibrio determinada por la deflexión axial de la ménsula del cojinete de empuje, provocada por su propio peso y el empuje axial de la turbina”. A partir de esta condición se asumen los posibles movimientos de los cuerpos.

La parte giratoria puede realizar los siguientes movimientos desde la posición de equilibrio:

- a. Traslaciones en las direcciones X y Y (radiales) y en la dirección Z (axial).
- b. Oscilaciones angulares alrededor de las tres direcciones $X(\varphi_x)$, $Y(\varphi_y)$ y $Z(\varphi_z)$.

En cuanto a los tres cojinetes guía del GGH, pueden realizar traslaciones en las direcciones X y Y .

El monitoreo y modelado dinámico del GGH, considerando el efecto del *runout* (desalineación radial) del eje, resulta fundamental para garantizar su confiabilidad operativa; incorporar el *runout* en el modelo dinámico permite obtener una representación más precisa de las vibraciones reales. Este enfoque implica realizar mediciones iniciales del sistema a bajas velocidades ($< 10\%$ de los rpm nominales) para identificar las componentes de vibración inherentes al *runout* y restarlas posteriormente de los datos obtenidos en operación nominal

(450 rpm). Esto asegura que el análisis refleje únicamente las vibraciones dinámicas operativas excluyendo efectos del montaje.

En ese sentido, estudios previos como los de Martini (2019) y Dreher (2022) han explorado parámetros modales y patrones de vibración, pero sin incluir correcciones por *runout* ni validación con datos reales; por su parte, Brito et al. (2017) utilizaron modelos basados en el MEF y MCR que permiten descomponer dinámicas complejas, aunque no integraron efectos de *runout*.

El presente estudio aplicará en los análisis dinámicos técnicas de corrección por *runout*, buscando avanzar en la identificación de frecuencias naturales, interacción con frecuencias operativas y detección temprana de condiciones de mal funcionamiento. Trabajos previos de Gagnon et al. (2009) y Kim et al. (2019) han demostrado la efectividad del AMO en sistemas estáticos, pero su aplicación a máquinas rotativas añade desafíos significativos que se abordan parcialmente mediante la corrección por *runout*.

Este enfoque generará información valiosa que permitirá a los gestores del activo realizar un mantenimiento preventivo más preciso y confiable, optimizando la operación de grandes GGHs y reducir el riesgo de fallas debido a vibraciones acumulativas.

4. METODOLOGÍA

La metodología empleada en este estudio está diseñada para analizar el comportamiento dinámico del conjunto generador-eje-turbina de los GGHs de la CHAA. Para ello, se estableció un enfoque sistemático que incluye la recopilación de datos operativos, el análisis de las propiedades dinámicas de los componentes y la implementación de modelos matemáticos que simulen su respuesta frente a diversas condiciones de operación. Este enfoque se espera permita predecir la evolución de las vibraciones, identificar condiciones de mal funcionamiento y optimizar el mantenimiento preventivo del sistema.

4.1. Actividades realizadas para el desarrollo del modelo

- i. Se recolectó información de las principales características geométricas y constructivas del GGH a partir de los manuales y planos del fabricante.
- ii. Se recopilaron las medidas de holguras en los cojinetes obtenidas en el último mantenimiento del GGH.
- iii. Se determinaron las masas de los componentes involucrados en el modelo matemático, a partir de los planos y modelos 3D.
- iv. Se determinaron las rigideces de las ménsulas a partir de modelado por elementos finitos.

Partiendo de los planos se modelaron en 3D las piezas a las cuales se requería determinar la rigidez, como son las ménsulas y posteriormente, mediante el uso del software ANSYS, se realizó el modelado por elementos finitos aplicando las diferentes cargas que actúan sobre ella y las fijaciones. Para calcular la rigidez radial de la ménsula se aplicó una fuerza en la dirección radial y mediante la relación entre la fuerza aplicada y el desplazamiento obtenido se determinó la constante de rigidez radial para cada componente.

A manera de ejemplo, se muestra el procedimiento para obtener la rigidez radial o circunferencial de una ménsula:

$$k_{\text{Radial_mensula}} = \frac{\text{Fuerza Radial}}{\text{Desplazamiento Radial}} \quad \text{Ecuación 4-1}$$

- v. Se generó el conjunto de ecuaciones para el modelo matemático a partir de las ecuaciones de Euler-Lagrange. Se realizan las siguientes consideraciones para el modelo:
 - a) Las ménsulas de los cojinetes y la tapa de la turbina son cuerpos rígidos, con desplazamientos en la dirección radial.
 - b) Se considera como masa efectiva para el análisis dinámico de los cojinetes un tercio de la masa real. Esta aproximación se usa teniendo en cuenta que solo una fracción de la masa total contribuye directamente en la frecuencia natural del sistema al realizar el análisis mediante un sistema masa resorte. (Balachandran & Magrab, 2009; Rao, 2012; Rodríguez and Gesnouin, 2007).
 - c) La rigidez axial del cojinete de empuje k_8 es finita.
 - d) La parte rotativa solo tiene libertad de rotación angular entorno al eje axial.

El modelo de rotor rígido se desarrolla en base al capítulo 3 de los libros Dynamic of rotating systems (Genta, 2005) y Vibrations (Balachandran & Magrab, 2009), contempla el efecto de tres cojinetes radiales, incluyendo los efectos de la inercia de la estructura soporte, igualmente, se tienen en cuenta los efectos ejercidos por el cojinete de empuje, la rigidez del generador y la rigidez de soportes.

vi. Se alimentaron las ecuaciones con los datos geométricos y constructivos.

El modelo matemático dinámico de un sistema con múltiples grados de libertad utilizado para estudiar el comportamiento vibratorio de un conjunto generador-eje-turbina soportado por cojinetes puede representarse mediante un esquema idealizado tal como lo muestra la figura 4.1. Este esquema incluye componentes como masas (m, m_1, m_2, m_3), rigidez (k) y los parámetros geométricos (l_0, l_1, l_2, l_3, l_4) que determinan las posiciones relativas de los componentes, por simplicidad del dibujo no se incluyen los amortiguadores. En la tabla 4.1, se presentan las principales variables involucradas en el modelo. El eje coordenado está posicionado en el centro de gravedad.

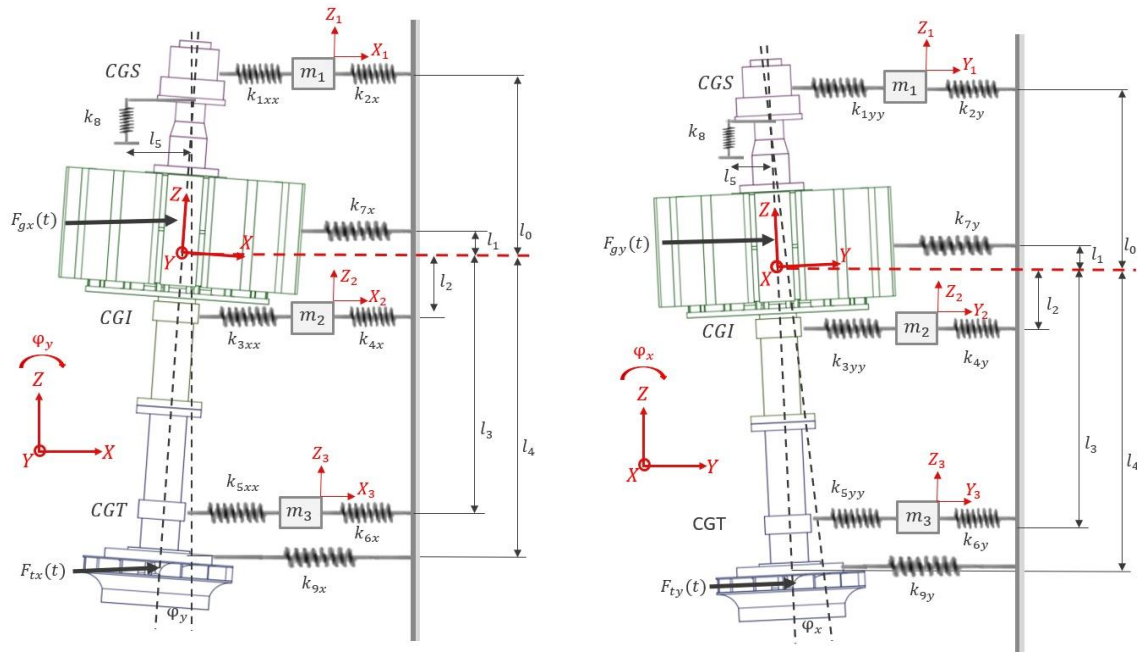


Figura 4.1. Representación del modelo de cuerpo rígido físico del GGH de la CHAA

Tabla 4.1. Parámetros principales del modelo

Símbolo	Descripción	Unidad
M	Masa del conjunto rotativo	kg
J_p	Momento de inercia polar	kgm^2
J_d	Momento de inercia diametral	kgm^2
m_1	Masa equivalente del cojinete guía superior (CGS)	kg
m_2	Masa equivalente del cojinete guía inferior (CGI)	kg
m_3	Masa equivalente del cojinete guía de turbina (CGT)	kg
k_{1xx}, k_{1yy}	Rigidez del CGS	N/m
k_{1xy}, k_{1yx}	Rigidez cruzada del CGS	N/m
k_{2xx}, k_{2yy}	Rigidez de la ménsula del CGS	N/m
k_{3xx}, k_{3yy}	Rigidez del CGI	N/m
k_{3xy}, k_{3yx}	Rigidez cruzada del CGI	N/m
k_{4xx}, k_{4yy}	Rigidez de la ménsula del CGI	N/m
k_{5xx}, k_{5yy}	Rigidez cruzada del CGT	N/m
k_{6xx}, k_{6yy}	Rigidez de la tapa del CGT	N/m
k_{7xx}, k_{7yy}	Rigidez magnética del generador	N/m
k_8	Rigidez del cojinete de empuje del generador	N/m

Símbolo	Descripción	Unidad
k_{gx}, k_{gy}	Rigidez de los laberintos de la turbina	N/m
l_0	Distancia del CGS al centro de masa del generador	m
l_1	Distancia del centro de masa del generador al centro magnético	m
l_2	Distancia del centro de masa del generador al CGI	m
l_3	Distancia del centro de masa del generador al CGT	m
l_4	Distancia del centro de masa del generador al laberinto	m
l_5	Distancia del centro de masa del generador al pivote del cojinete de empuje (radial)	m
φ_x	Oscilación angular alrededor del eje X	rad
φ_y	Oscilación angular alrededor del eje Y	rad
φ_z	Oscilación angular alrededor del eje Z	rad
F_{gx}	Fuerza actuante sobre el rotor dirección X	N
F_{gy}	Fuerza actuante sobre el rotor dirección Y	N
F_{tx}	Fuerza actuante sobre la turbina dirección X	N
F_{ty}	Fuerza actuante sobre la turbina dirección Y	N

En la tabla anterior, la rigidez cruzada se refiere a la relación entre fuerzas aplicadas en una dirección y las deformaciones que se generan en la dirección ortogonal a la aplicación de la fuerza.

La ménsula del CGS soporta las fuerzas radiales debidas al desbalance del conjunto rotor y las fuerzas magnéticas en condiciones normales o de emergencia; también soporta las fuerzas axiales debidas al empuje hidráulico de la turbina y el peso de los componentes.

- vii. Se desarrolló el conjunto de ecuaciones con los datos particulares del GGH implementando el modelo en Matlab para realizar simulaciones y visualizar resultados; para el desarrollo de los algoritmos se planteó el conjunto generador-eje-turbina.

4.2. Desarrollo del modelo matemático

Se adopto un enfoque sistemático para desarrollar, simular y validar el modelo matemático y computacional que describe el comportamiento dinámico de un GGH, como se ilustra en la figura 4.2. Este enfoque comienza con la definición del problema y la selección de las teorías que gobiernan el sistema real (E1, E2), seguido por la formulación de un modelo matemático que lo describe (E3); posteriormente se aplican métodos numéricos para transformar este modelo en una representación computacional (E4, E5) que se utiliza para realizar simulaciones y predecir el comportamiento del sistema (E6); finalmente, los resultados del modelo simulado se comparan con el sistema real para validarlo y determinar sus limitaciones (E7, E8).

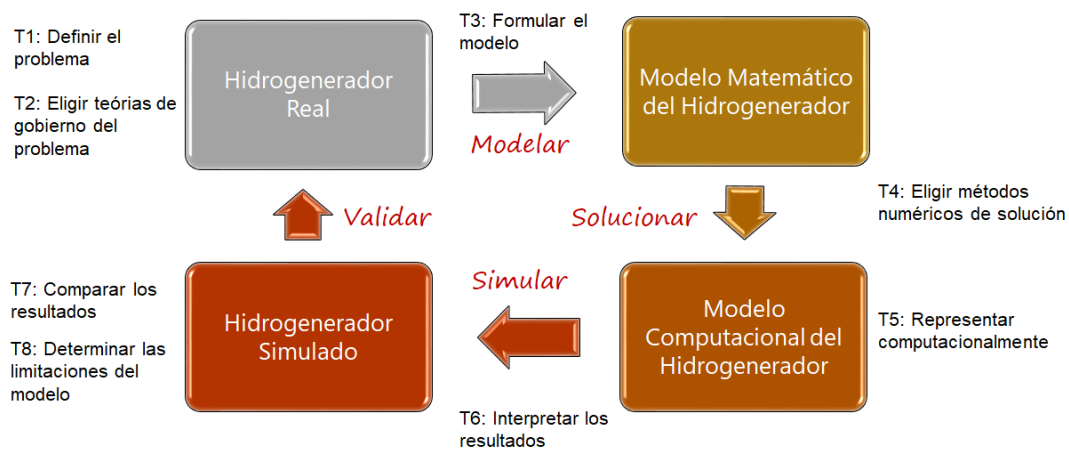


Figura 4.2. Etapas desarrollo de un modelo matemático
Adaptado de (De Armar et al., 2016)

Las interacciones dinámicas entre los diferentes componentes se pueden modelar a través de un sistema de ecuaciones diferenciales de segundo orden:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + (\mathbf{C} + \Omega \mathbf{G}) \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{u}(t). \quad \text{Ecuación 4-2}$$

Donde los términos $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ y $\mathbf{G}$ son matrices que describen un sistema acoplado y se definen más adelante en las ecuaciones 4-15, 4-16 y 4-17.

$\mathbf{M}$ es una matriz cuadrada que contiene las propiedades de inercia del sistema. Representa cómo las distintas masas en el sistema están distribuidas y acopladas entre sí.

$\mathbf{C}$ es la matriz que modela la disipación de energía del sistema debido al amortiguamiento viscoso o fricción. Contiene términos que representan los acoplamientos entre las velocidades de los GDL; el efecto de la viscosidad del aceite se estima referenciado con los estudios de (Cardinali, 1992; Gustavsson, 2008).

$\mathbf{K}$ representa las propiedades elásticas del sistema, modelando cómo las fuerzas internas dependen de los desplazamientos. Cada elemento de esta matriz puede incluir la influencia de la rigidez en un GDL sobre otro.

$\mathbf{G}$ es la matriz antisimétrica que modela el efecto giroscópico del sistema.

Ω es la velocidad angular del GGH.

$\mathbf{x}(t)$ es un vector columna que describe los desplazamientos en función del tiempo.

$\mathbf{u}(t)$ es el vector columna de fuerzas dinámicas externas actuantes sobre el sistema.
 $\mathbf{u}_x(t) = \mathbf{F}_{gx}(t) + \mathbf{F}_{tx}(t).$

El sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias de segundo orden presentado permite describir el comportamiento dinámico de un sistema mecánico sometido a fuerzas externas; combina los efectos de inercia, amortiguamiento y rigidez para determinar el vector de desplazamientos generalizados $\mathbf{x}(t)$ en función del tiempo. Los vectores $\ddot{\mathbf{x}}(t)$ y $\dot{\mathbf{x}}(t)$ indican las aceleraciones de las masas del sistema y sus velocidades.

4.2.1. Metodología de desarrollo de un modelo matemático de 5 GDL

En esta sección se muestra a manera de ilustración el paso a paso para el desarrollo de un modelo matemático de hasta 5GDL, sin considerar el efecto giroscopio para modelar un GGH. El modelo matemático considerando el efecto giroscópico desarrollado en Matlab utilizado en este estudio para el análisis del GGH se aborda en la sección 4.2.2.

Las interacciones dinámicas entre los diferentes componentes para el modelo de 5GDL se pueden modelar a partir de excluir el efecto giroscópico de la Ecuación 4-2, con lo cual se obtiene la ecuación diferencial de segundo orden mostrada en:

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{u}(t). \quad \text{Ecuación 4-3}$$

La deducción del modelo matemático parte del equilibrio dinámico de fuerzas y momentos en el sistema (figura 4.3), según los principios de la mecánica, la suma de fuerzas internas debe ser igual a la suma de fuerzas externas (Ecuación 4-4) y de manera similar, la suma de momentos internos debe igualar la suma de momentos externos (Ecuación 4-5). A partir de estas relaciones se obtienen las ecuaciones diferenciales que describen el movimiento del sistema.

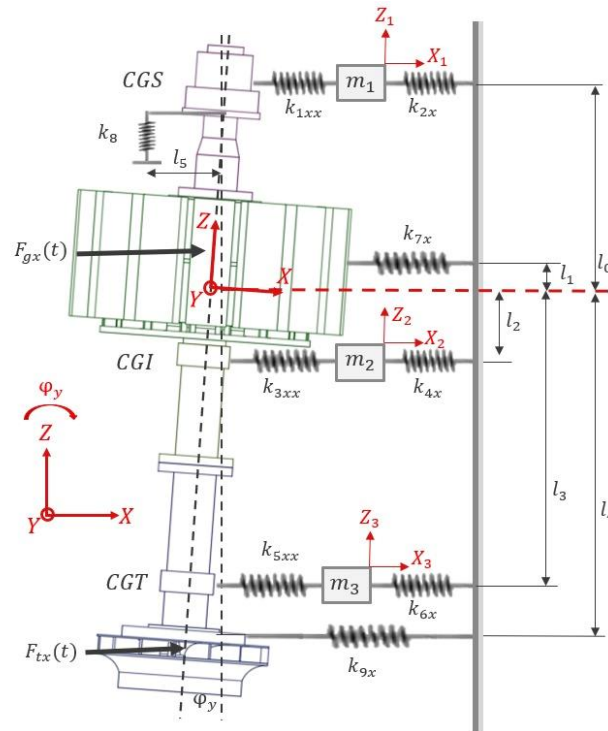


Figura 4.3. Representación del modelo del GGH de la CHAA

$$\sum_{i=1}^N F_{int}(t) = \sum_{k=1}^M F_{ext}(t). \quad \text{Ecuación 4-4}$$

$$\sum_{i=1}^N M_{int}(t) = \sum_{k=1}^M M_{ext}(t). \quad \text{Ecuación 4-5}$$

Ecuaciones de movimiento

Las ecuaciones de movimiento que describen el comportamiento de los cojinetes guía (CGS, CGI y CGT) se derivan de la segunda ley de Newton, considerando las fuerzas generadas por la rigidez k , el amortiguamiento c , y las masas inerciales m del sistema.

Cada cojinete se modela como un sistema dinámico, donde las ecuaciones toman la forma de la Ecuación 4-3. Estas ecuaciones permiten analizar las respuestas dinámicas del sistema. A continuación, se detallan estos análisis.

CGS:

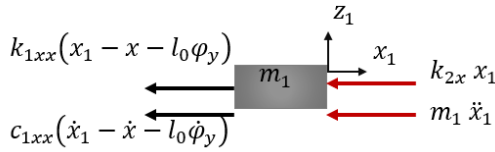


Figura 4.4. Diagrama de cuerpo libre masa 1

El equilibrio de las fuerzas en la masa 1 se puede representar de la siguiente manera:

$$m_1 \ddot{x}_1 - c_{1xx} \dot{x} + c_{1xx} \dot{x}_1 - c_{1xx} l_0 \dot{\phi}_y - k_{1xx} x - k_{1xx} l_0 \phi_y + (k_{1xx} + k_{2x}) x_1 = 0. \quad \text{Ecuación 4-6}$$

CGI:

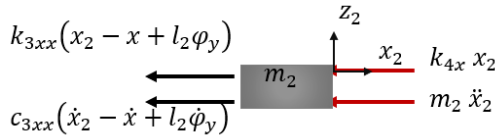


Figura 4.5. Diagrama de cuerpo libre masa 2

El equilibrio de las fuerzas en la masa 2 se puede representar de la siguiente manera:

$$m_2 \ddot{x}_2 - c_{3xx} \dot{x} + c_{3xx} \dot{x}_2 + c_{3xx} l_2 \dot{\phi}_y - k_{3xx} x + k_{3xx} l_2 \phi_y + (k_{3xx} + k_{4x}) x_2 = 0. \quad \text{Ecuación 4-7}$$

CGT:

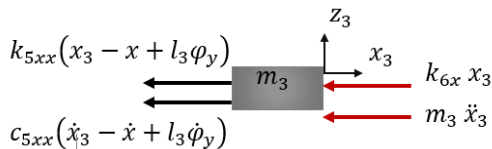


Figura 4.6. Diagrama de cuerpo libre masa 3

El equilibrio de las fuerzas en la masa 3 se puede representar de la siguiente manera:

$$m_3 \ddot{x}_3 - c_{5xx} \dot{x} + c_{5xx} \dot{x}_3 + c_{5xx} l_3 \dot{\phi}_y - k_{5xx} x + k_{5xx} l_3 \phi_y + (k_{5xx} + k_{6x}) x_3 = 0. \quad \text{Ecuación 4-8}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje

Teniendo en cuenta las fuerzas actuantes sobre el conjunto generador-eje-turbina, las fuerzas hidráulicas actuantes sobre el rotor de la turbina y las fuerzas magnéticas sobre el rotor del generador; se establece la sumatoria de las mismas en equilibrio (figura 4.7).

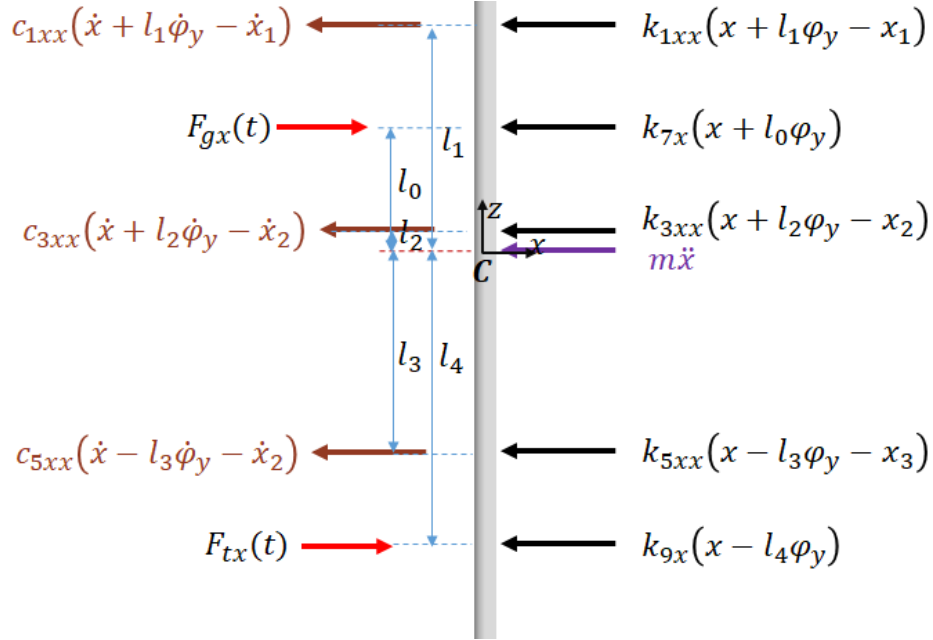


Figura 4.7. Diagrama de cuerpo libre del eje, componente de fuerzas

$$m\ddot{x} + (c_{1xx} + c_{3xx} + c_{5xx}) \dot{x} - c_{1xx} \dot{x}_1 - c_{3xx} \dot{x}_2 - c_{5xx} \dot{x}_3 + (c_{1xx} l_0 - c_{3xx} l_2 - c_{5xx} l_3) \dot{\phi}_y + (k_{1xx} + k_{7x} + k_{3xx} + k_{5xx} + k_{9x}) x - k_{1xx} x_1 - k_{3xx} x_2 - k_{5xx} x_3 + (k_{1xx} l_0 + k_{7x} l_1 - k_{3xx} l_2 - k_{5xx} l_3 - k_{9x} l_4) \phi_y = u_x(t).$$

Ecuación 4-9

Sumatoria de momentos en el eje

De la misma manera, se realiza la sumatoria de momentos generados;

$$J_d \ddot{\phi}_y + (c_{1xx} l_0 - c_{3xx} l_2 - c_{5xx} l_3) \dot{x} - c_{1xx} l_0 \dot{x}_1 + c_{3xx} l_2 \dot{x}_2 + c_{5xx} l_3 \dot{x}_3 + (c_{1xx} l_0^2 + c_{3xx} l_2^2 + c_{5xx} l_3^2) \dot{\phi}_y + (k_{1xx} l_0 + k_{7x} l_1 - k_{3xx} l_2 - k_{5xx} l_3 - k_{9x} l_4) x - k_{1xx} l_0 x_1 + k_{3xx} l_2 x_2 + k_{5xx} l_3 x_3 + (k_{1xx} l_0^2 + k_{7x} l_1^2 + k_{3xx} l_2^2 + k_{5xx} l_3^2 + k_{9x} l_4^2 + k_8 l_5^2) \phi_y = M_x(t).$$

Ecuación 4-10

El vector de desplazamiento, velocidades y aceleración del sistema se puede representar de la siguiente manera, respectivamente:

$$x(t) = \begin{bmatrix} x \\ \phi_y \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$$

Ecuación 4-11

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\phi}_y \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-12}$$

$$\ddot{\mathbf{x}}(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\phi}_y \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-13}$$

Siendo $\ddot{x}, \ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{x}_3$ las aceleraciones en los componentes, $\ddot{x}(t)$ la aceleración del rotor en la dirección X y $\ddot{\phi}_y$ la aceleración angular respecto del eje de rotación, dado un desplazamiento angular respecto al eje y debido a la holgura en los cojinetes.

Nota: El planteamiento de las ecuaciones en el otro eje se realizan de la misma manera, obtenido como resultado ecuaciones similares con la diferencia que cambia la variable X por Y respectivamente.

Las fuerzas actuantes están asociadas al generador F_{gx} , y a la turbina F_{tx} (Ecuación 4-14); ambas por efectos del desbalanceo (mecánico, magnético o hidráulico), las fuerzas en la turbina pueden incluir el efecto de las variaciones de presión:

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} F_{gx}(t) + F_{tx}(t) \\ F_{gx}(t) l_1 - F_{tx}(t) l_4 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-14}$$

Para un modelo de 5 GDL, la matriz de masa se muestra a través de:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-15}$$

donde m es la masa del conjunto rotor, m_1 es la masa de la ménsula del CGS, m_2 es la masa de la ménsula del CGI, m_3 es la masa de la estructura soporte (tapa de la turbina) del CGT y J_d es el momento de inercia, respecto al eje de rotación alrededor del cojinete de empuje.

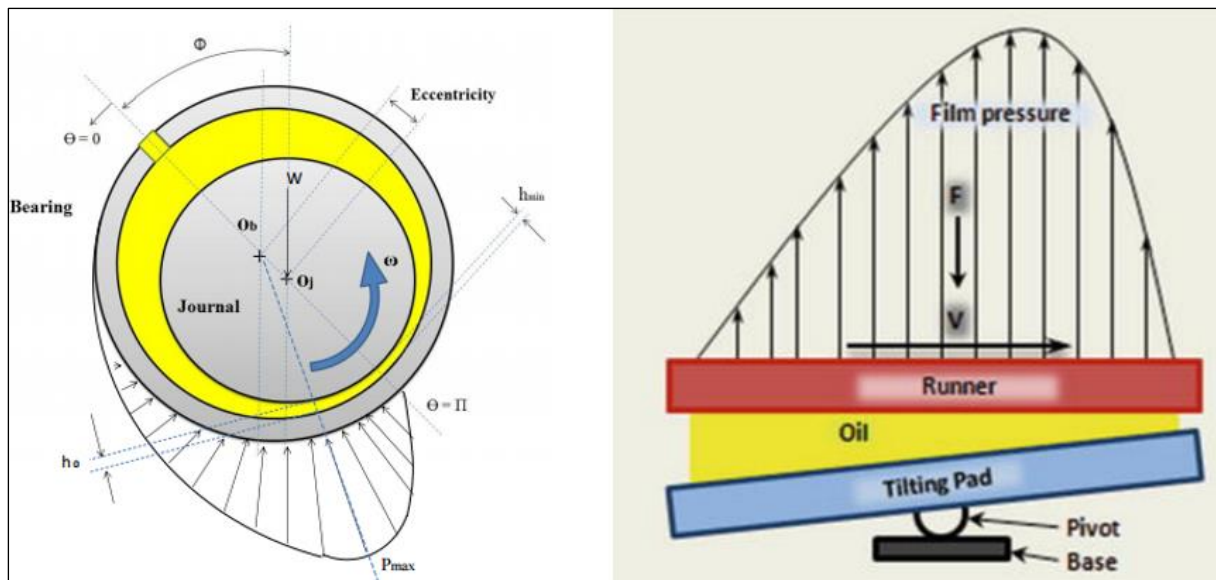
La matriz de amortiguamiento se puede definir entonces como:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} (c_{1xx} + c_{3xx} + c_{5xx}) & (c_{1xx} l_0 - c_{3xx} l_2 - c_{5xx} l_3) & -c_{1xx} & -c_{3xx} & -c_{5xx} \\ (c_{1xx} l_0 - c_{3xx} l_2 - c_{5xx} l_3) & (c_{1xx} l_0^2 + c_{3xx} l_2^2 + c_{5xx} l_3^2) & -c_{1xx} l_0 & c_{3xx} l_2 & c_{5xx} l_3 \\ -c_{1xx} & -c_{1xx} l_0 & c_{1xx} & 0 & 0 \\ -c_{3xx} & c_{3xx} l_2 & 0 & c_{3xx} & 0 \\ -c_{5xx} & c_{5xx} l_3 & 0 & 0 & c_{5xx} \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-16}$$

La matriz de amortiguamiento representa los efectos de amortiguamiento en un sistema dinámico bajo ciertos tipos de fuerzas de fricción y viscosidad, como las que ocurren en cojinetes o sistemas con lubricación y se observa en la figura 4.8, que muestra principios fundamentales de la lubricación hidrodinámica en cojinetes. El lubricante genera una distribución de presión debido al movimiento rotativo del eje, a la carga aplicada y a la posición excéntrica del eje dentro del cojinete; la variación en el espesor de la película lubricante, desde un valor mínimo hasta un valor máximo, produce un perfil de presión cuya intensidad (integral de la presión en relación con el área de la zapata) debe igualar la carga aplicada sobre el cojinete, que es esencial para garantizar el funcionamiento adecuado del sistema; esta película no solo reduce la fricción, sino que también contribuye al buen funcionamiento del sistema al absorber vibraciones. La fuerza varía de forma no lineal con la excentricidad del eje; no obstante, para desplazamientos pequeños, este comportamiento puede aproximarse a un resorte lineal.

En la izquierda se presenta un cojinete liso, que funciona mediante una película de lubricante entre las superficies del eje y el cojinete, reduciendo la fricción y evitando el contacto directo. Este tipo de cojinete es eficiente en aplicaciones con cargas constantes y velocidades moderadas.

En la derecha se representa un cojinete de zapatas inclinadas, una configuración que incorpora una base móvil que se adapta automáticamente a las fuerzas dinámicas del sistema. Este diseño es especialmente útil en sistemas sujetos a cargas variables permitiendo que la carga aplicada se distribuya de manera uniforme a través de la película de aceite, generando un perfil de presión que optimiza la estabilidad y la amortiguación. (Cardinali, 1992; Gustavsson, 2008).



a) Cojinetes lisos b) cojinete de zapatas inclinadas
Figura 4.8. Presión en la película de aceite en cojinetes

Para el análisis de los cojinetes se tienen en cuenta las siguientes consideraciones, con el propósito de simplificar el modelo:

- El fluido lubricante es newtoniano y tiene la misma velocidad que la superficie sólida con la que está en contacto (zapata o eje).
- El flujo de lubricante es viscoso y laminar.

- La presión no varía a lo largo del espesor de la película lubricante.
- El espesor de la película es mucho menor que la longitud de la zapata.
- Las tasas de cambio de velocidad son representativas en relación con el espesor de la película de aceite, las tasas en las otras direcciones son insignificantes.

La matriz de rigidez se define de la siguiente manera:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & -k_{1xx} & -k_{3xx} & -k_{5xx} \\ k_{21} & k_{22} & -k_{1xx}l_1 & -k_{3xx}l_2 & k_{5xx}l_3 \\ -k_{1xx} & -k_{1xx}l_1 & (k_{1xx} + k_{2x}) & 0 & 0 \\ -k_{3xx} & -k_{3xx}l_2 & 0 & (k_{3xx} + k_{4x}) & 0 \\ -k_{5xx} & k_{5xx}l_3 & 0 & 0 & (k_{5xx} + k_{6x}) \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-17}$$

La matriz anterior se puede expresar de forma simplificada:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k(1,1) & k(1,2) & k(1,3) & k(1,4) & k(1,5) \\ k(2,1) & k(2,2) & k(2,3) & k(2,4) & k(2,5) \\ k(3,1) & k(3,2) & k(3,3) & 0 & 0 \\ k(4,1) & k(4,2) & 0 & k(4,4) & 0 \\ k(5,1) & k(5,2) & 0 & 0 & k(5,5) \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-18}$$

donde:

$$\begin{aligned} k(1,1) &= (k_{1xx} + k_{7x} + k_{3xx} + k_{5xx} + k_{9x}) & k(1,2) &= (k_{1xx}l_0 + k_{7x}l_1 - k_{3xx}l_2 - k_{5xx}l_3 - k_{9x}l_4) \\ k(1,3) &= -k_{1xx} & k(1,4) &= -k_{3xx} \\ k(1,5) &= -k_{5xx} & k(2,1) &= k(1,2) \\ k(2,2) &= (k_{1xx}l_0^2 + k_{7x}l_1^2 + k_{3xx}l_2^2 + k_{5xx}l_3^2 + k_{9x}l_4^2 + k_8l_5^2) & k(2,3) &= -k_{1xx}l_0 \\ k(2,4) &= k_{3xx}l_2 & k(2,5) &= k_{5xx}l_3 \\ k(3,1) &= k(1,3) & k(3,2) &= k(2,3) \\ k(3,3) &= (k_{1xx} + k_{2x}) & k(3,4) &= 0 \\ k(3,5) &= 0 & k(4,1) &= k(1,4) \\ k(4,2) &= k(2,4) & k(4,3) &= k(3,4) \\ k(4,4) &= (k_{3xx} + k_{4x}) & k(4,5) &= 0 \\ k(5,1) &= k(1,5) & k(5,2) &= k(2,5) \\ k(5,3) &= k(3,5) & k(5,4) &= k(4,5) \\ k(5,5) &= (k_{5xx} + k_{6x}) \end{aligned}$$

Ecuación 4-19

4.2.2. Desarrollo del modelo matemático para el análisis dinámico de los GGHs

El desarrollo del modelo matemático del GGH se organiza en varias fases, desde la definición de parámetros hasta la simulación y procesamiento de señales. Para el desarrollo de este modelo, se utilizó como referencia el código previamente desarrollado por Brito Junior (2017) para la CH de Itaipú. A continuación, se detallan los pasos principales.

4.2.2.1. Parámetros de entrada al modelo

- **Establecimiento de parámetros**

- **Velocidad angular:** se calcula a partir de la velocidad nominal.
- **Propiedades mecánicas del conjunto generador-eje-turbina:** el sistema se modela considerando 25 segmentos de un eje (elementos viga). Cada segmento se modela con propiedades mecánicas equivalentes al sistema real (obtenidas de los modelos 3D de ANSYS) como: módulo de elasticidad (E_a), módulo de corte (G_a), densidad del material (ρ), momentos de inercia y demás parámetros geométricos.

- **Propiedades de los segmentos de viga**

Se establecen las formulaciones para que en la simulación el script en Matlab calcule las propiedades mecánicas de cada segmento del eje. Esto incluye el cálculo de:

- Área de la sección transversal (A)
- Masa (m)
- Momento de inercia polar (J_p)
- Momento de inercia transversal (J_t)
- Momento de inercia de área (I_y)
- Relación de diámetros (d/D)
- Factor de cizallamiento (χ)
- Constante de flexibilidad (ϕ)

- **Incorporación de rigideces del sistema**

- Se incluyen los coeficientes de rigidez de las ménsulas y cojinetes, calculados en ANSYS, así como la rigidez magnética del generador, la rigidez del laberinto y la rigidez del cojinete de empuje (ver tabla 5.9).

- **Factores de ajuste y corrección para las simulaciones**

- Se incorporan los coeficientes que permiten ajustar algunas variables como la rigidez de la película de aceite para calibrar el modelo y que las vibraciones simuladas se aproximen a las vibraciones experimentales.

4.2.2.2. Formulación de las matrices del modelo

- **Matrices del sistema**

Para representar las ecuaciones de movimiento del sistema en el espacio de estados, se definen las siguientes matrices en funciones de las propiedades de los segmentos de viga:

- Matriz de rigidez $[K]$
- Matriz de amortiguamiento $[C]$
- Matriz giroscópica $[G]$
- Matriz de inercia de traslación $[M_T]$
- Matriz de inercia de rotación $[M_R]$
- Matriz global de masa $[M]$

- Matrices de entradas y salidas al sistema

Se definen las matrices que describen la relación entre las fuerzas de entrada y las posiciones y velocidades de salida del sistema. El sistema está modelado en el espacio de estados para describir su dinámica. Estas matrices permiten representar las ecuaciones de movimiento de un sistema estructural dinámico, considerando amortiguamiento, rigidez y fuerzas externas.

La matriz de estado describe la dinámica del sistema y relaciona las posiciones, velocidades, y aceleraciones, y contiene información sobre la rigidez, el amortiguamiento y las interacciones giroscópicas. Esta matriz se define como:

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[M]^{-1}[K] & -[M]^{-1} \cdot ([C] + \omega_o \cdot [G]) \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-20}$$

donde:

- ω_o es la frecuencia angular nominal
- $[I]$ es la matriz identidad
- $[0]$ es la matriz de ceros o matriz nula
- $[G]$ es la matriz giroscópica
- $[C]$ es la matriz de amortiguamiento
- $[K]$ es la matriz de rigidez
- $[M]$ es la matriz de masa

- Modelo en el espacio de estados

El sistema se crea utilizando la función **ss** de Matlab, que convierte las matrices del modelo en un sistema dinámico en el espacio de estados.

El modelo en el espacio de estados se define como:

$$GGH_{CHAA} = ss(A, B, S, D). \quad \text{Ecuación 4-21}$$

donde:

$[B]$: matriz de entradas, describe cómo las fuerzas de entrada afectan las posiciones y velocidades del sistema.

$[C_s]$: matriz de salidas, describe cómo las variables de estado (posiciones y velocidades) se traducen en las salidas del sistema.

$[D]$: matriz de transmisión directa, describe el efecto directo de las entradas en las salidas, sin pasar por el estado del sistema.

Estas matrices se definen como:

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 \\ [M]^{-1} \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-22}$$

$$[C_s] = \begin{bmatrix} [I] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-23}$$

$$[D] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 4-24}$$

4.2.2.3. Parámetros de simulación

Se establecen los parámetros para la simulación, incluyendo los tiempos de simulación, la frecuencia de muestreo, el vector de tiempo discreto y las señales de excitación, entre otros.

- **Señales de excitación**

Las fuerzas de desbalanceo en el rotor y la turbina se modelan mediante las siguientes ecuaciones:

- Generador (rotor):

$$F_g = \left(m_g \cdot GISO_g \cdot \frac{\omega_0}{1000} \right) \cdot \sin(\omega_0 t) \quad \text{Ecuación 4-25}$$

- Turbina (rodete):

$$F_t = \left(m_t \cdot GISO_t \cdot \frac{\omega_0}{1000} \right) * \sin(\omega_0 t + \emptyset) \quad \text{Ecuación 4-26}$$

donde $GISO_g$ es el grado de balanceo del generador, $GISO_t$ es el grado de balanceo del rodete de acuerdo con el estándar ISO 21940-11 (2016), m_g es la masa del rotor, m_t es la masa del rodete, ω_0 es la velocidad angular nominal y t el tiempo y $\emptyset$ es el desfase entre el ángulo de fase del desbalanceo del rotor y el desbalanceo del rodete.

- **Ruido blanco**

Se añade ruido blanco gaussiano a las señales de excitación utilizando la función **awgn** de Matlab, con un valor específico de relación señal/ruido (SNR) para cada entrada (F_g y F_t).

4.2.2.4. Procesamiento de señales y simulación

- **Simulación con la función lsim**

La simulación se realiza utilizando la función **lsim** de Matlab, que simula la respuesta del sistema en el tiempo dado un conjunto de entradas y condiciones iniciales:

$$[x] = \text{lsim}(GGH_{CHAA}, F, t, x_0). \quad \text{Ecuación 4-27}$$

donde:

- F son las señales de entrada (fuerzas de excitación generada por el generador y la turbina).
- t es el vector de tiempo.
- x_0 son las condiciones iniciales del sistema.

En el siguiente flujograma se muestra el proceso de elaboración del modelo en Matlab (ver figura 4.9).

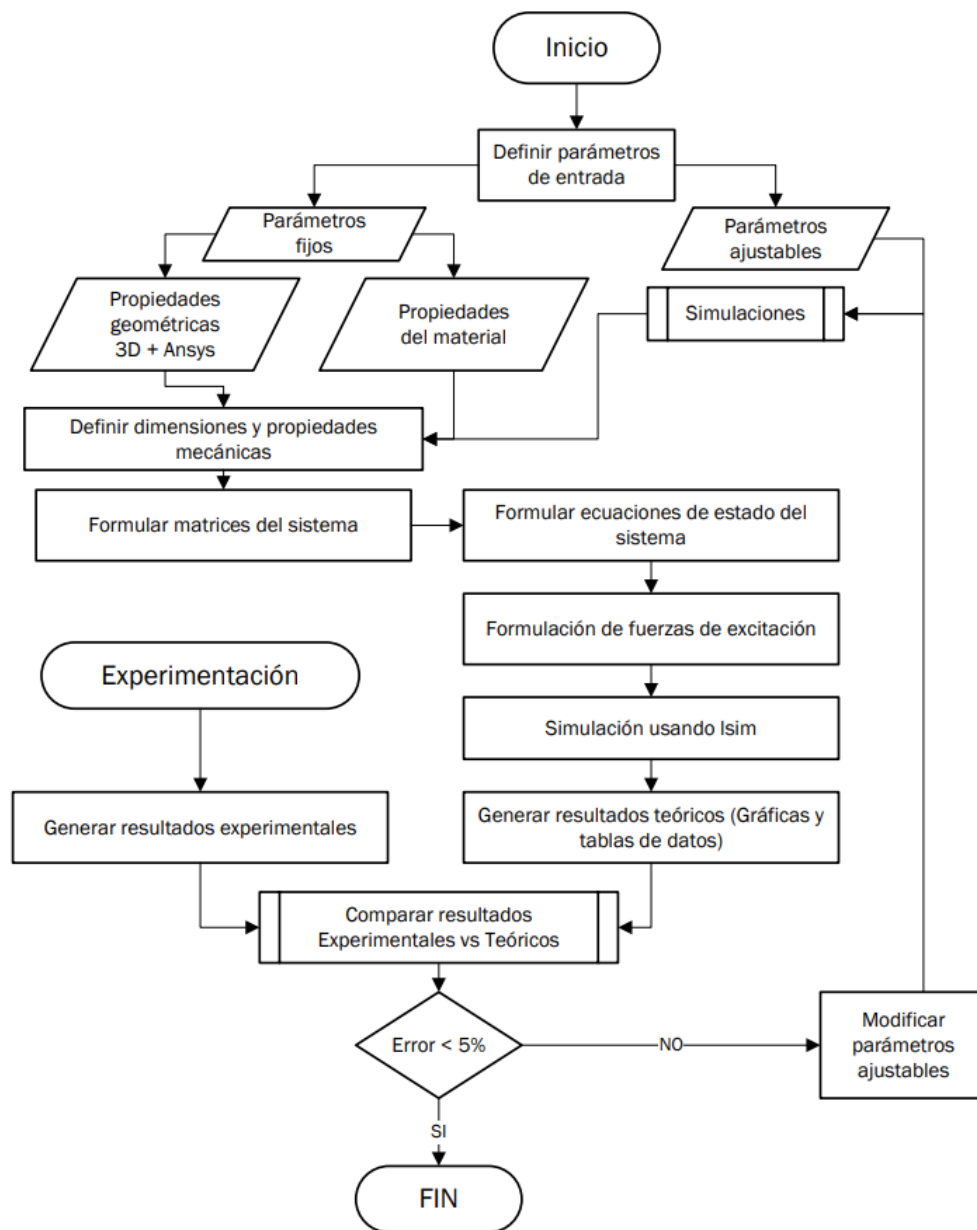


Figura 4.9. Flujograma elaboración modelo en Matlab

4.3. Actividades requeridas para determinar y comparar las frecuencias

Se ejecutaron mediciones en campo bajo diferentes condiciones de operación para recolectar información de las variables principales: vibraciones absolutas (mediante acelerómetros piezoeléctricos), vibraciones relativas (usando transductores de proximidad sin contacto) y presión hidráulica dinámica (mediante transductores de presión tipo diafragma) instalados en los GGHs. Estos datos fueron utilizados para determinar los parámetros del modelo (como la rigidez de la película de aceite) y para calibrar el modelo.

Las características principales de los sensores se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Características de los sensores

Variable	Vibración absoluta radial y axial	Vibración relativa radial	Vibración relativa axial	Presión dinámica
Tipo de sensor	Acelerómetro IEPE	Proxímetro	Proxímetro	Diafragma
Fabricante	SEASONICS	BALLUFF	BALLUFF	REOTEMP
Modelo	PZS (500 mV/g)	BAW M12MI-ICC35C-S04G	BAW M18MI-IAC50B-S04G	TP2
Dirección	Radial y Axial	Radial	Axial	N/A
Rango frecuencia	0,4 a 10 kHz	0 a 1000 Hz	0 a 1000 Hz	0 a 1000 Hz
Tarjeta adquisición	NI 9230	NI 9205	NI 9205	NI 9205
Muestreo	12.8 kS/s	250 kS/s	250 kS/s	250 kS/s
Tipo Muestreo	Datos discretizados con resolución de 16 bits, lo que permite una alta resolución, una alta precisión y minimiza la variabilidad.			

Equipo adquisición	Compact Rio 9047
Fabricante	National Instruments
Procesador	1,6 GHz

En la tabla 4.3, se presenta los puntos en los cuales se midieron vibraciones.

Tabla 4.3. Puntos para monitoreo de vibraciones

Ubicación	Sensores de vibración y presión	Código	Siglas
Cojinete guía superior	Sensor de desplazamiento CGS Dirección X	SDV-3G0400	P_{CGS_X}
	Sensor de desplazamiento CGS Dirección Y	SDV-3G0402	P_{CGS_Y}
	Sensor de Aceleración CGS Dirección X	SDV-3G0404	A_{CGS_X}
	Sensor de Aceleración CGS Dirección Y	SDV-3G0405	A_{CGS_Y}
	Sensor de Aceleración CGS Dirección Z	SDV-3G0406	A_{CGS_Z}
Cojinete guía inferior	Sensor de desplazamiento CGI Dirección X	SDV-3G0603	P_{CGI_X}
	Sensor de desplazamiento CGI Dirección Y	SDV-3G0601	P_{CGI_Y}
	Sensor de desplazamiento CGI Dirección Z	SDV-3G0602	P_{CGI_Z}
	Sensor de Aceleración CGI Dirección X	SDV-3G0604	A_{CGI_X}
	Sensor de Aceleración CGI Dirección Y	SDV-3G0605	A_{CGI_Y}
Cojinete guía de turbina	Sensor de desplazamiento CGT Dirección X	SDV-3T1001	P_{CGT_X}
	Sensor de desplazamiento CGT Dirección Y	SDV-3T1002	P_{CGT_Y}
	Sensor de Aceleración CGT Dirección X	SDV-3T1003	A_{CGT_X}
	Sensor de Aceleración CGT Dirección Y	SDV-3T1004	A_{CGT_Y}
	Sensor de Aceleración CGT Dirección Z	SDV-3T1005	A_{CGT_Z}
	Sensor de desplazamiento Tacómetro	ZS-3G1002	T
Caracol	Presión Dinámica de Caracol Baja	PIS-2T1603	
	Presión Dinámica de Caracol Alta	PIS-2T1602	
	Presión dinámica de Caracol 45°, 120°, 225°, 315°	PIS-2T1601	

4.4. Recopilación de datos

En este estudio se evaluó la implementación de un nuevo sistema de monitoreo en línea, el Machine Data Management (MDM), diseñado para registrar y analizar señales en tiempo real, asociado al CDAG. Se compara con el método tradicional de medición, VIBXPERT II, que se utiliza ampliamente para el análisis periódico de vibraciones en los GGHs.

El sistema MDM emplea sensores como acelerómetros, proximetros, transductores de presión y tacómetros para registrar variables como vibraciones y desplazamientos, almacenando y procesando los datos en tiempo real y continuo. En contraste, VIBXPERT II es un equipo portátil que, mediante acelerómetros, realiza mediciones puntuales solo de las vibraciones absolutas y genera espectros de vibración que son analizados con el software OMNITREND.

OMNITREND es la plataforma de software de los sistemas de monitoreo de vibraciones de la marca PRÜFTECHNIK (en este caso el equipo portátil VIBXPERTII). OMNITREND brinda herramientas de análisis como tendencias de vibración global, espectros FFT (Fast Fourier Transform) y otras funciones que ayudan a diagnosticar el estado de la maquinaria.

El procedimiento de validación incluyó pruebas en diferentes condiciones de operación de los GGHs, desde estado sin carga hasta máxima carga de 120 MW. El objetivo de estas pruebas es comprobar la concordancia entre los datos registrados por MDM y VIBXPERT II, para validar que el nuevo sistema proporcione resultados consistentes con los resultados históricos.

El CDAG registra las vibraciones absolutas de los cojinetes en términos de aceleración y velocidad, utilizando los acelerómetros, mientras que el desplazamiento relativo de los ejes se mide mediante los proximetros. Además, permite un monitoreo en tiempo real, lo que mejora la capacidad de diagnóstico inmediato y continuo de los GGHs, proporcionando información más detallada y precisa para la gestión de mantenimiento y la predicción de fallos.

El procedimiento general de recolección de datos tuvo en cuenta los siguientes aspectos:

1. Validación operativa de los sensores y señales de proceso.
2. Verificación de la transmisión de datos al software MDM del CDAG.
3. Colocar la unidad en las siguientes condiciones operativas:
 - Unidad detenida.
 - Unidad girando en vacío.
 - Unidad girando en vacío excitada
 - Unidad generando en las siguientes potencias 30 MW, 40 MW, 50 MW, 60 MW, 70 MW, 80 MW, 90 MW, 100 MW, 110 MW y 120 MW.
4. Verificación de la configuración del sistema MDM.
5. Colocar el GGH durante 10 minutos por cada potencia establecida.
6. Permitir la estabilización por 5 minutos.
7. Realizar grabación con el MDM por 60 segundos en los minutos 6, 8 y 10.
8. Cambiar a la siguiente potencia y repetir el procedimiento.
9. Verificar la captura correcta de datos para dar como válida la prueba (señal de tiempo, señal espectral, valores globales).
10. Comparación entre las mediciones obtenidas del equipo VIBXPERTII en el software OMNITREND, frente a las mediciones obtenidas con el CDAG en el sistema MDM.

En la figura 4.10, se presenta un esquema con la ubicación de los sensores de vibraciones (proxímetros [P], acelerómetros [A]) y tacómetro (T) del GGH de la CHAA. Los proxímetros (P) miden los desplazamientos en el eje y los acelerómetros (A) miden las vibraciones en el cojinete, en los subíndices se indica el cojinete y la dirección en donde está instalado cada uno de ellos.

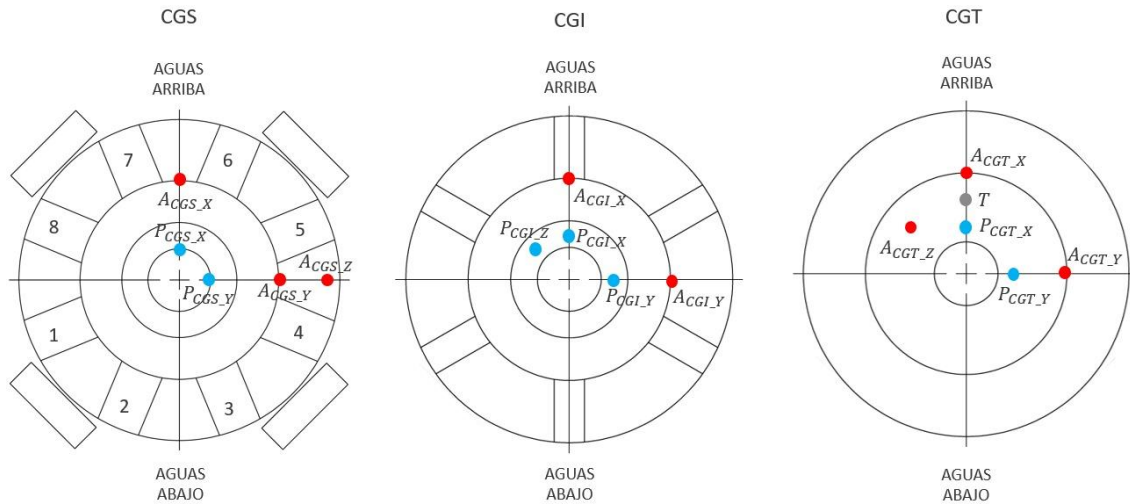


Figura 4.10. Ubicación de sensores de monitoreo en línea de vibraciones en los GGHs de la CHAA

Para monitorear las variaciones de presión dinámica se ubicaron sensores en el caracol de la turbina, esta disposición permite obtener datos para analizar el comportamiento hidráulico y detectar posibles transitorios o irregularidades en el flujo, como se muestra en la figura 4.11.

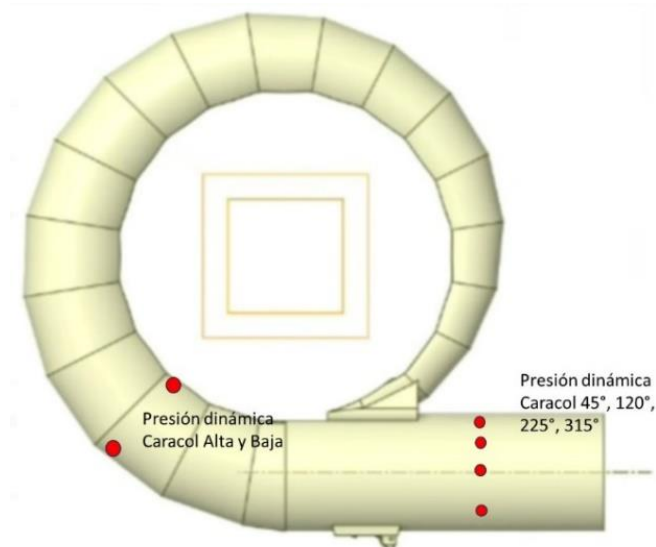


Figura 4.11. Ubicación de sensores de monitoreo de presión en el caracol de los GGHs de la CHAA

Durante las mediciones realizadas con el equipo tradicional VIBXPERT II, los sensores se ubicaron estratégicamente para garantizar la recopilación de datos comparables con el sistema de monitoreo en línea MDM. Esta disposición asegura una comparación precisa entre ambos sistemas, permitiendo evaluar su desempeño en condiciones similares.

En la figura 4.12, se presenta un esquema que detalla la ubicación del acelerómetro portátil (AP) empleado en dichas mediciones, en este caso no se emplean proxímetros. El acelerómetro portátil (AP) mide las vibraciones en el cojinete en los mismos puntos que el sistema de monitoreo en línea.

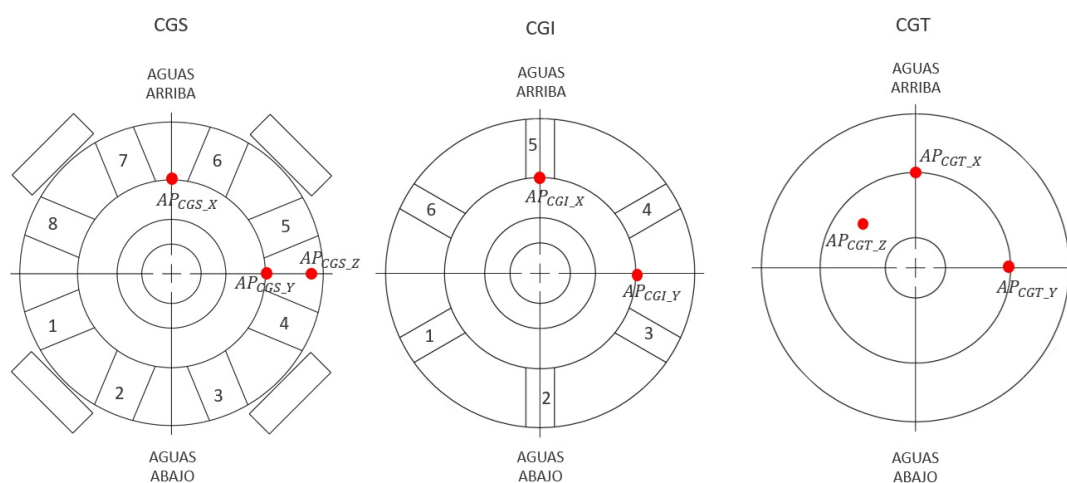


Figura 4.12. Ubicación de sensores de monitoreo tradicional de vibraciones en los GGHS de la CHAA

Las características de los sensores se muestran en las tablas 4.4, 4.5 y 4.6.

Tabla 4.4. Características acelerómetro equipo tradicional

Acelerómetro VIB 6.142 Equipo VIBXPERT II			
Configuración	Espectro	Espectro	Vibración Global
Magnitud	Desplazamiento	Velocidad	Velocidad
Filtro High Pass	120 CPM	120 CPM	120 CPM
Frecuencia (Hz)	24000,00	24000	60000
Ventana	Hann	Hann	
Traslape	60%	60%	60%

Tabla 4.5. Configuración sensores de proximidad sistema de medición en línea

Sensores proximidad en línea		
Configuración	Espectro	Vibración Global
Magnitud	Desplazamiento	Desplazamiento
Filtro HP	120 CPM	120 CPM
Frecuencia	24000	24000
Número de líneas	1600	
Ventana	Hann	
Promedios	3	3
Traslape	60%	60%

La comparación de los sensores del sistema tradicional y el sistema de monitoreo en línea para el acelerómetro se presenta a continuación en la tabla 4.6. Ambos sistemas exhiben rangos de linealidad distintos en frecuencias bajas, lo que implica diferencias en la sensibilidad en esa zona.

Tabla 4.6. Comparación de sensores de vibración monitoreo en línea y tradicional

Especificación Sensores			
Sensor	Proxímetro en Línea	Acelerómetro en línea	Acelerómetro tradicional
Magnitud	Desplazamiento	Desplazamiento	Desplazamiento
Nombre	Proximidad	Acelerómetro ICP	VIB 6.142
Tipo de señal	Voltaje AC	ICP	Linedrive
Sensibilidad	64 mV / mils	500 mV / g ($\pm 5\%$)	9.81 μ A / g
Lineal	0,1 Hz a 10 kHz	0,1 Hz a 50 kHz	0,5 Hz a 1 kHz

4.5. Procesamiento y análisis de señales

Paso 1- lectura de datos: el primer paso fue obtener los datos de las señales en función del tiempo, en un archivo de Excel.

Paso 2- análisis en el dominio del tiempo: se procesa mediante el uso de Matlab, graficando la amplitud frente al tiempo; esta representación muestra cómo varía la vibración a lo largo del tiempo y permite observar patrones o eventos que ocurren en la señal, como picos o caídas, es útil para examinar comportamientos transitorios y otros fenómenos temporales.

Paso 3- Transformada Rápida de Fourier (FFT): el siguiente paso en el análisis es pasar la señal del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia utilizando la FFT.

Paso 4- gráficos y análisis: se gráfica y realiza el análisis de cada una de las señales.

Para la captura de datos, tanto en el sistema de monitoreo en línea como en el sistema tradicional, se pueden emplear diferentes tipos de ventanas, el objetivo principal es utilizar una misma ventana en ambos sistemas para mejorar la comparabilidad de los datos. Algunos tipos de ventanas son:

- La ventana rectangular (o uniforme): equivale a no aplicar ventana alguna, sin embargo, tiene la desventaja de que el error de amplitud en el espectro de frecuencia puede superar el 35% cuando la frecuencia de la señal se encuentra en el punto medio entre dos líneas del espectro, lo cual resulta inaceptable para análisis precisos. Si la frecuencia de la señal coincide con una línea del espectro, el error es cero. Destaca por ofrecer una excelente resolución en frecuencia, generando picos bien definidos.
- La ventana flat top: proporciona una resolución de amplitud sobresaliente, con errores mínimos incluso cuando no hay coincidencia entre la frecuencia de la señal y una línea del espectro, su principal limitación es una pobre resolución en frecuencia, lo que puede provocar que dos picos muy cercanos se agrupen.
- La ventana de Hann (en honor al meteorólogo austriaco Julius Von Hann), muchas veces citada erróneamente como Hanning: representa un término medio entre las anteriores, puede presentar errores extremos de aproximadamente 15% y ofrece una buena resolución en frecuencia (Mantilla Villalobos et al., 2009).

En este análisis, se utilizó la ventana de Hann debido a las limitaciones operativas de realizar múltiples pruebas, impuestas por el ente regulador del mercado energético colombiano (XM). Para futuras investigaciones, se recomienda inicialmente usar la ventana

rectangular para identificar las frecuencias presentes en el espectro y luego emplear la ventana flat top para medir las amplitudes con mayor precisión.

Para analizar y validar el nuevo sistema de monitoreo en línea frente al sistema tradicional de monitoreo de vibraciones, se realizó un comparativo del espectro de velocidad; este análisis permitió confirmar que los resultados obtenidos concuerdan con los registros históricos de vibraciones de los GGHs. Es importante señalar que el sistema de monitoreo en línea se espera que presente ventajas sobre el monitoreo tradicional, gracias a las características de sus sensores, el procesamiento continuo de datos y la reducción del error humano, dado que los sensores están calibrados y posicionados de forma fija y robusta, no se busca que los datos sean idénticos, sino evidenciar un comportamiento coherente entre ambos sistemas.

La relación entre diferentes frecuencias de vibración y las posibles asociaciones físicas que pueden indicar fallos o problemas en un sistema rotatorio (Vladislavlev, 1979), son presentados en tabla 4.7.

Tabla 4.7. Asociación física en función de la frecuencia de vibración

Frecuencia	Asociación física
< 7,5 Hz	Subarmónicos
7,5 Hz	Velocidad de rotación (1X-Desbalanceo, runout)
15 Hz	2X-Desalineacion
22,5 Hz	3X-Soltura mecánica
37,5 Hz	Alabes predistribuidor (5)
60 Hz	Frecuencia eléctrica
112,5 Hz	Alabes rodete (15)
120 Hz	Número de polos (16)
150 Hz	Alabes móviles (20)

Fuente: basado en (Vladislavlev, 1979)

Las frecuencias menores a 7,5 Hz están asociadas con los subarmónicos, que generalmente corresponden a fenómenos no lineales, cambios en las condiciones del sistema, además de frecuencias vibratorias en $\frac{1}{4}$ o $\frac{1}{5}$ de frecuencia de rotación, debido a los vórtices de carga parcial o fallos en componentes que inducen vibraciones a frecuencias más bajas que las fundamentales. Como la frecuencia es muy baja (entre 1,5 Hz y 2 Hz), algunos acelerómetros no las detectan en las vibraciones absolutas de los cojinetes.

La frecuencia de 7,5 Hz corresponde a la velocidad de rotación (1X) del sistema y es un indicativo común de desbalanceo y de la calidad del *runout*. A medida que la frecuencia aumenta, se pueden observar otras causas de vibración.

La frecuencia de 15 Hz, que es el doble de la velocidad de rotación (2X), se asocia con desalineación de los componentes rotatorios.

A su vez, la frecuencia de 22,5 Hz, tres veces la velocidad de rotación (3X), está vinculada a problemas de soldadura mecánica, como tornillos o piezas flojas.

En cuanto a la frecuencia de 37,5 Hz, se relaciona con los álabes predistribuidores, componentes que pueden generar vibraciones si hay anomalías en su distribución o en su funcionamiento.

Las frecuencias del tercer (22,5 Hz) y del quinto (37,5 Hz) armónicos también pueden estar asociadas a aspectos no lineales de la rigidez de la película de aceite.

Por otro lado, la frecuencia de 60 Hz es la frecuencia estándar de corriente alterna en el caso de Colombia, lo que puede producir vibraciones si hay fluctuaciones en la alimentación eléctrica del sistema.

A medida que se sigue aumentando la frecuencia, la de 112,5 Hz se asocia con los álabes del rodete (frecuencia de pasaje de los álabes) y su vibración puede ser una señal de fallas en estos componentes.

Finalmente, la frecuencia de 120 Hz se relaciona con el número de polos del generador. Las vibraciones en esta frecuencia dependen del producto del campo magnético por corriente. En el caso de la CHAA, están presentes en el CGS ya que la ménsula de este cojinete se acopla en el estátor.

La tabla 4.8 muestra como ejemplo, la comparación para uno de los cojinetes, los resultados muestran discrepancias significativas en algunas frecuencias principalmente bajas, donde están los errores más grandes de los transductores. Para las frecuencias altas los resultados son satisfactorios, evidenciando concordancia en el orden de las magnitudes medidas y una mayor precisión en la resolución de la señal con el nuevo sistema de monitoreo en línea. Para las magnitudes muy bajas de vibraciones ($<0,05$ mm/s), una diferencia no significativa en magnitud puede mostrar una diferencia grande en porcentaje. En 60 Hz adicional a que la magnitud de la vibración es relativamente pequeña se puede sumar el ruido eléctrico por las diferencias entre los transductores utilizados.

Tabla 4.8. Comparativo entre VIBXPERT II y CDAG para las vibraciones RMS absolutas en el CGS del GGH 2 de CHAA, unidad generando 110 MW

Frecuencia Hz	CGS Rad X (mm/s)			CGS Rad Y (mm/s)		
	Tradicional	en línea	Diferencia	Tradicional	en línea	Diferencia
0,25	0,27	0,11	0,16	0,28	0,05	0,23
1	0,07	0,44	-0,37	0,07	0,16	-0,09
7,5	0,77	0,70	0,07	0,71	0,65	0,06
15	0,13	0,13	0	0,1	0,08	0,02
22,5	0,05	0,08	-0,03	0,08	0,15	-0,07
30	0,01	0,01	0	0,02	0,02	0
37,5	0,03	0,03	0	0,02	0,05	-0,03
45	0,01	0,01	0	0,02	0,02	0
52,5	0,01	0,02	-0,01	0,01	0,01	0
60	0,04	0,02	0,02	0,06	0,03	0,03

En términos generales, el GGH presenta vibraciones bajas. En el caso de los subarmónicos a 0,25 Hz y 1 Hz, se observó una diferencia significativa entre los dos sensores, esto se explica porque como se muestra en la tabla 4.6, el sensor tradicional solo es lineal a partir de 60 CPM (1 Hz), lo que afecta los resultados en frecuencias inferiores a este rango. El análisis comparativo de las variables medidas por ambos sistemas, se presentan en las figuras 4.13 y 4.14.

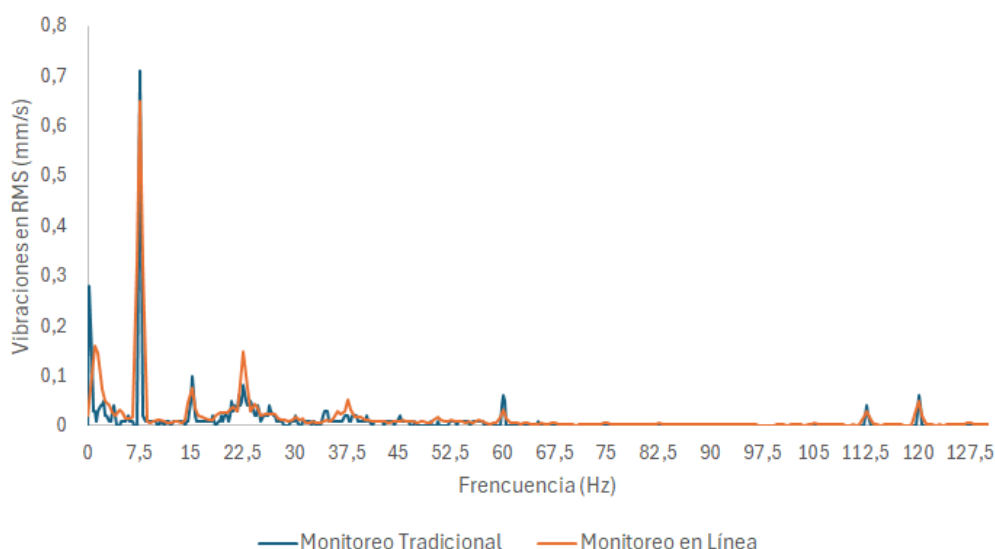


Figura 4.13. Comparativo entre la vibración absoluta del CGS en la dirección X por el VIBXPERT II y el CDAG

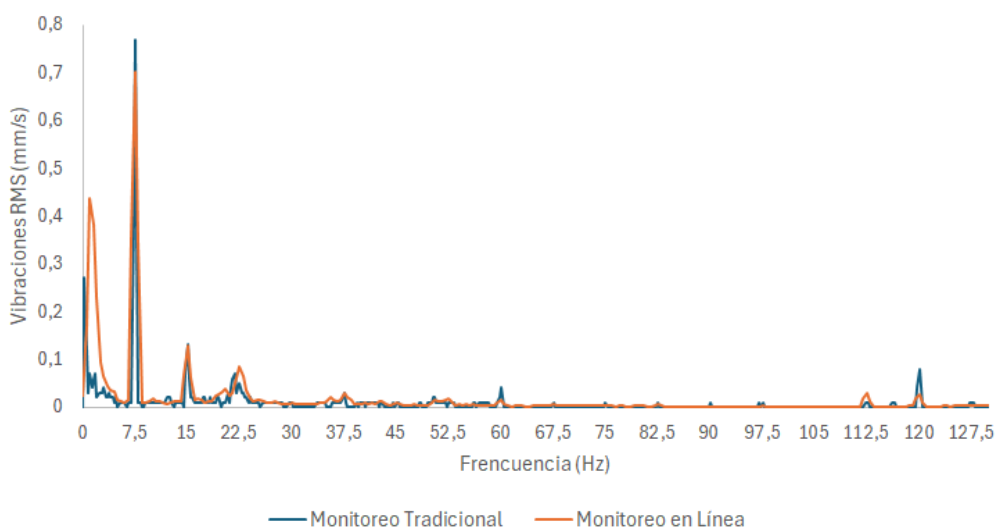


Figura 4.14. Comparativo entre la vibración absoluta del CGS en la dirección Y por el VIBXPERT II y el CDAG

En mediciones previas realizadas en la CHAA a la estructura que aloja los GGHs, se validó que estos subarmónicos están presentes incluso con los GGHs detenidos, debido a las características de la estructura civil y otros equipos presentes en la central (Analizar, 2020).

Los resultados obtenidos son satisfactorios, ya que las discrepancias encontradas son pequeñas y no afectan la funcionalidad principal del nuevo sistema. Este tipo de diferencias es común en la validación de sistemas tecnológicos más avanzados, dado que estos buscan mejorar la precisión, sin necesidad de replicar exactamente los resultados de sistemas anteriores; el enfoque se centra en la coherencia y la mejora continua, lo cual se ha logrado en este caso.

4.6. Comparación de resultados

- i. Se compararon los resultados obtenidos de los reportes del fabricante, con los resultados de elementos finitos de las rigideces para validar la precisión del modelo.
- ii. Se compararon los resultados obtenidos del modelo, con mediciones reales de vibraciones en condiciones específicas del GGH como son: giro en vacío, con carga y a baja velocidad. Se variaron parámetros como rigidez de la película de aceite de los cojinetes, hasta que el modelo reprodujo las vibraciones reales medidas, llegando de esa forma al modelo calibrado y validado.
- iii. Se usó el análisis mediante Matlab para determinar las frecuencias naturales o modos de vibración, permitiendo identificar si en el rango operativo del GGH existen vibraciones que exciten las frecuencias naturales del sistema.

A partir del modelo matemático se determinaron las frecuencias naturales del sistema, además del comportamiento frente a cambios en las condiciones normales de operación (desbalanceo, pérdida del ajuste de torque de la ménsula y cambio de la rigidez del aceite). Es importante para la gestión del activo conocer estas frecuencias naturales y reacciones, dado que, si alguna de ellas está próxima a una frecuencia de operación, es más susceptible que un cambio en la dinámica vibratoria de los GGHs pueda excitar dicha frecuencia, aumentando las vibraciones y provocando un daño.

Para simular la variación de las vibraciones debido a: (1) desbalanceo, (2) pérdida del torque de apriete en los tornillos de un soporte de las ménsulas y (3) cambio en la rigidez de la película de aceite, se usó la siguiente metodología, la cual permitió evaluar la influencia de las condiciones operativas en el comportamiento dinámico del sistema:

- *Desbalanceo*: en este análisis, se ajustó el grado de balanceo del rotor (Gg) introduciendo una fuerza desequilibrada en el modelo, según los parámetros de la norma ISO 21940-11 (2016). Esta norma establece los límites de desbalance aceptables, considerando el tipo de máquina y su velocidad de operación. Al aplicar estas fuerzas, se evaluó su impacto en las vibraciones del sistema, lo que es esencial para entender las respuestas dinámicas y definir estrategias que minimicen problemas como el aumento de la amplitud de vibración.
- *Pérdida de torque de apriete*: se simularon diferentes niveles de torque de apriete en los tornillos de soporte de las ménsulas para evaluar cómo afectan la rigidez del sistema, esta variación se incorpora al modelo ajustando los coeficientes de rigidez, considerando que la soltura de los tornillos influye directamente en el coeficiente de rigidez de las ménsulas.
- *Cambio en la rigidez de la película de aceite*: se realizaron ajustes en los valores de rigidez, comparándolos con los obtenidos experimentalmente, estas variaciones se integran al modelo para analizar su efecto en las vibraciones.

4.2. Identificación de frecuencias críticas

Tras completar los análisis pertinentes, el siguiente paso fue elaborar el diagrama de Campbell. Este diagrama es una herramienta clave en el estudio de vibraciones en sistemas rotativos, ya que permite identificar las frecuencias críticas, proporcionando una representación visual que ayuda a localizar los puntos de intersección entre las frecuencias naturales y las de excitación; facilitando el estudio de las frecuencias naturales del sistema en relación con la velocidad operativa.

5. RESULTADOS

5.1. Análisis de mediciones experimentales de vibraciones

Para determinar el comportamiento dinámico de los GGHs, se realizaron mediciones experimentales en diversas condiciones de operación, estas mediciones se llevaron a cabo a la velocidad nominal (450 rpm) sin carga, con carga y a baja velocidad (<10% de la velocidad nominal); tal como se describió en el capítulo anterior.

La medición a baja velocidad (<10% de la nominal) tuvo como objetivo principal la determinación del *runout* total, es decir, determinar la variación de la forma del eje durante su rotación (runout mecánico), sumando los efectos de la variación de las propiedades electromagnéticas de su superficie (runout eléctrico), cuando las fuerzas de desbalance son depreciables. Esta información es importante para identificar cualquier irregularidad en el eje que pueda influir en las mediciones de vibraciones.

Por otro lado, las mediciones a velocidad nominal, con el GGH excitado y con carga, tienen como fin obtener las vibraciones reales del sistema, las cuales se calculan restando el *runout* a las vibraciones medidas, estos datos permiten la calibración del modelo dinámico.

Las vibraciones relativas y absolutas obtenidas durante las mediciones son utilizadas para determinar las rigideces de la película lubricante en los cojinetes, variable requerida en el modelo matemático. Se utilizó una frecuencia de muestreo de 1024 Hz, realizando tres mediciones de 60 segundos por cada condición operativa monitoreada.

5.1.1. Unidad girando a 450 rpm– 0 MW (sin carga)

En la figura 5.1, se presentan las vibraciones en desplazamiento del eje (vibraciones relativas), en el dominio del tiempo y dominio de la frecuencia, correspondientes a los cojinetes guía superior (CGS), inferior (CGI) y turbina (CGT).

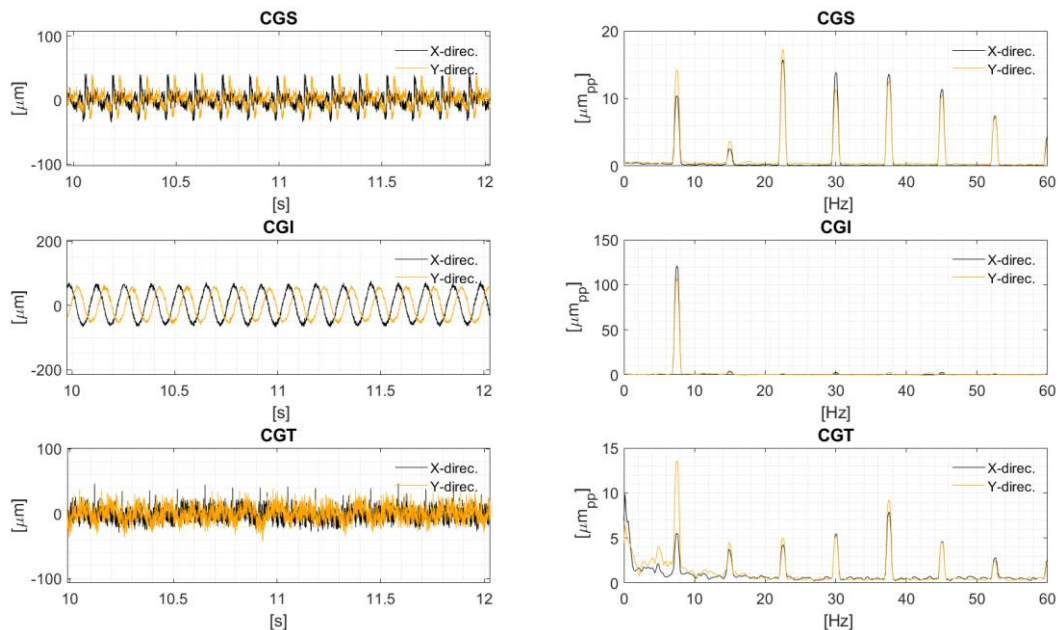


Figura 5.1. Vibraciones relativas del eje (proxímetro) en direcciones X e Y del GGH a 450 rpm sin carga

El CGS muestra vibraciones irregulares con fluctuaciones y picos en ambas direcciones (X e Y), este comportamiento no sinusoidal podría estar relacionado con fenómenos como desequilibrios dinámicos, desalineaciones, excentricidad del cojinete o el *runout*, lo que genera un patrón de vibración complejo, para este caso después del análisis de las mediciones experimentales se evidencia que corresponde al efecto *runout*. Por otro lado, el CGI exhibe un comportamiento casi sinusoidal, con el valor máximo en la frecuencia de rotación, lo que sugiere un comportamiento casi lineal de este cojinete. Las vibraciones del CGT reflejan un comportamiento similar al del CGS y puede estar vinculado a condiciones de operación (fenómenos hidráulicos) mostrando un comportamiento irregular y creación de armónicos.

En la figura 5.2 se muestran las vibraciones absolutas de los cojinetes en términos de aceleración, estas señales, junto con las vibraciones relativas del eje, se utilizarán para calcular la rigidez del aceite, se observa que, en frecuencias bajas, el CGT presenta valores de vibración significativamente más bajos en comparación con los demás cojinetes. Es importante observar que la vibración en el CGT, que, a diferencia de los otros dos, es un cojinete liso, no presenta componente en la frecuencia de rotación. Eso puede señalar, entre otras cosas, una holgura demasiado grande, lo que ocasiona una baja rigidez de la película de aceite.

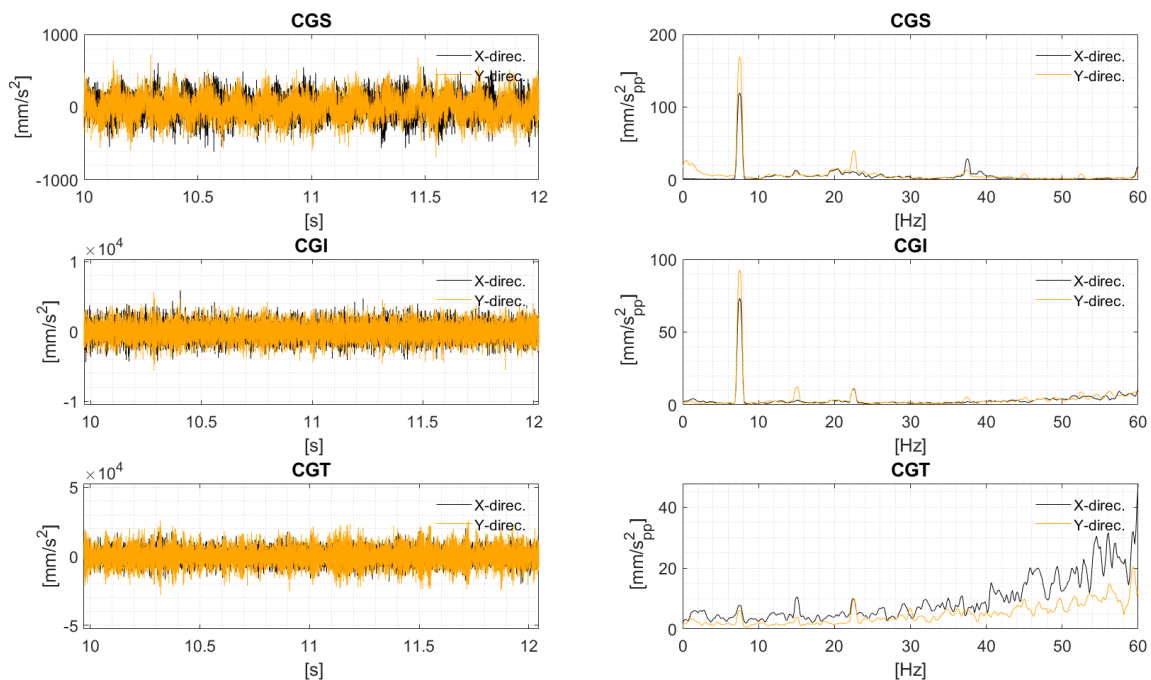


Figura 5.2. Vibraciones absolutas de los cojinetes (acelerómetro) en direcciones X e Y del GGH girando a 450 rpm sin carga

La figura 5.3, presenta las órbitas generadas por el desplazamiento y las vibraciones en el eje y en los cojinetes, a una velocidad de rotación de 450 rpm, sin carga y considerando el efecto del *runout*. En un comportamiento ideal, las órbitas deberían ser perfectamente circulares, sin embargo, factores como la anisotropía del X e Y , la influencia de la película de aceite (cuña hidrodinámica), las tolerancias de fabricación y montaje y el amortiguamiento, contribuyen a desviaciones de esta forma ideal, estas variaciones provocan que las órbitas se deformen, generando una forma elíptica inclinada.

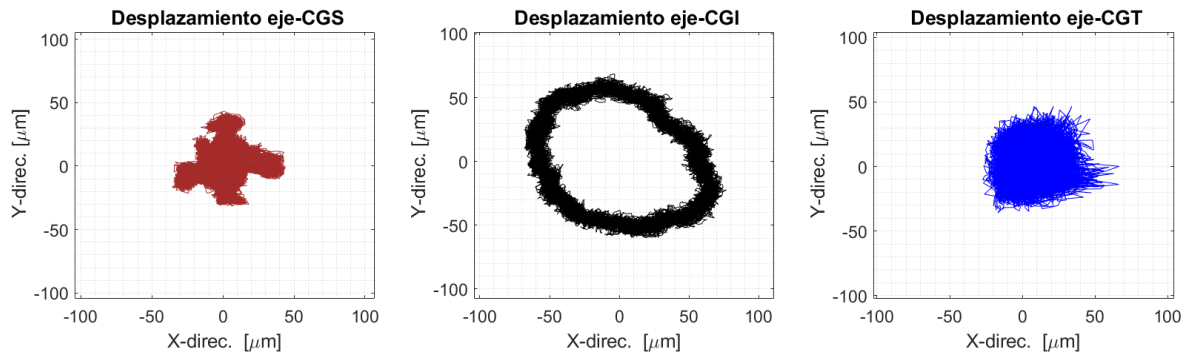


Figura 5.3. Órbitas del eje a 450 rpm (incluye el efecto del *runout*) sin carga

En el caso del CGI, se observa una órbita de eje elíptica bien definida, esto indica que las fuerzas en las direcciones X e Y están equilibradas, aunque con diferencias moderadas en la rigidez que son características típicas de la cuña hidrodinámica de la película de aceite; este comportamiento es cercano al esperado en un cojinete operando de manera adecuada.

Por otro lado, el CGS no muestra una órbita regular, en lugar de ello, presenta una forma irregular que puede ser consecuencia de *runout*.

Mientras que en el CGT (cojinete de tipo liso), la órbita también presenta irregularidades, este aspecto es debido a los armónicos, cuando se usa un filtro pasa baja similar a como se muestra en la sección 5.1.4 dejando solo la frecuencia de rotación se obtienen órbitas elípticas. El espectro en frecuencia revela varios armónicos en las vibraciones del eje, lo que explica la forma no regular de la órbita, los armónicos podrían originarse por una carga lateral en el cojinete, lo que acentúa los efectos aleatorios, junto con fenómenos hidráulicos que excitan ciertas frecuencias. Las vibraciones absolutas no se encuentran cerca de la frecuencia de rotación, sino en frecuencias más altas, este tipo de comportamiento podría aumentar el desgaste del cojinete y reducir su vida útil si no se corrige adecuadamente.

En general, mientras que el CGI muestra un funcionamiento esperado, las irregularidades en los comportamientos del CGS y del CGT ameritan una investigación detallada, se recomienda analizar las condiciones de montaje, la alineación de los componentes y la presencia de fenómenos como resonancias o cavitación, estas acciones permitirán optimizar el desempeño de los cojinetes y reducir el riesgo de fallas en el sistema.

5.1.2. Unidad girando a 450 rpm – 115 MW (Potencia nominal)

Los resultados obtenidos a una velocidad de giro de 450 rpm, bajo carga a potencia nominal, son similares a los observados en condiciones de vacío o sin carga. Los resultados son presentados en la figura 5.4 (vibraciones relativas del eje), figura 5.5 (vibraciones absolutas de los cojinetes) y figura 5.6 (órbitas de los ejes y de los cojinetes). De nuevo no se identifican componentes de vibración absoluta cercanos a la frecuencia de rotación en el CGT.

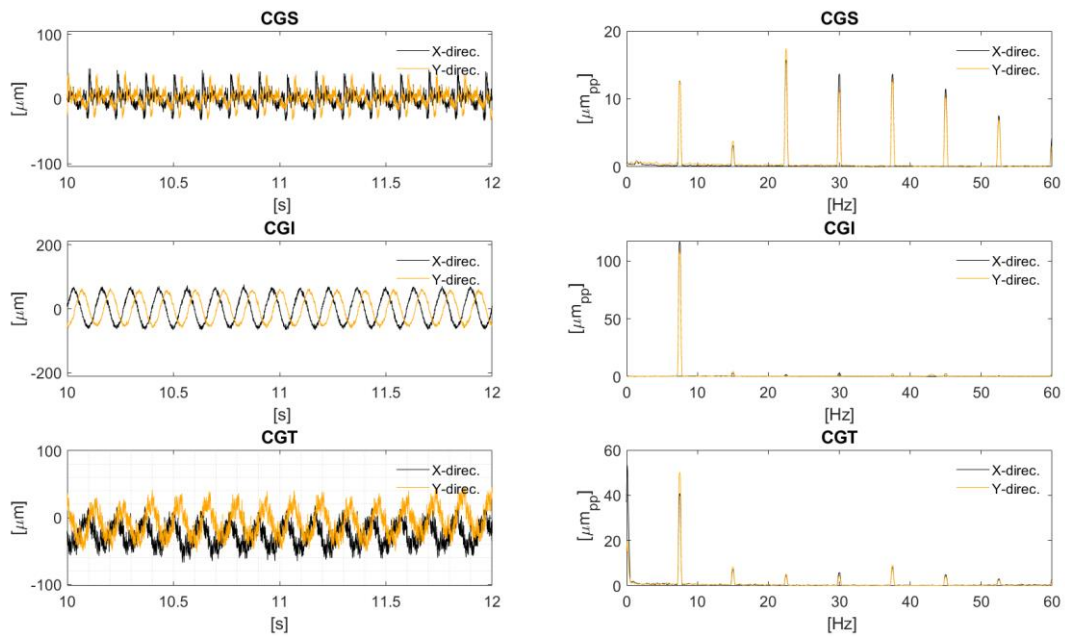


Figura 5.4. Vibraciones relativas del eje (proxímetro) en direcciones X e Y del GGH con 115 MW

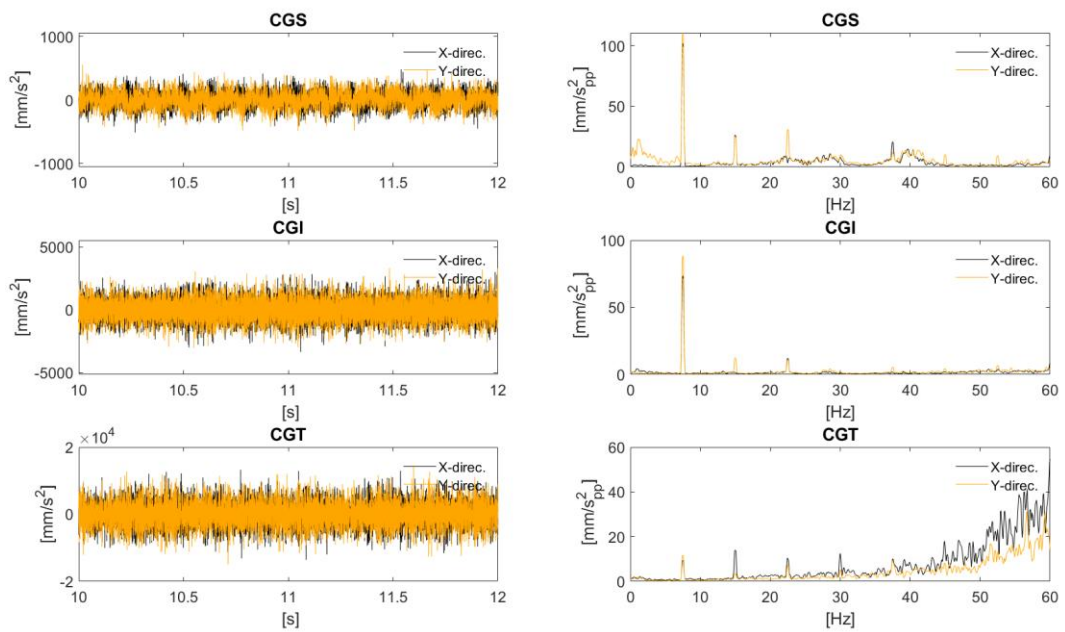


Figura 5.5. Vibraciones absolutas de los cojinetes (acelerómetro) en direcciones X e Y del GGH con 115 MW

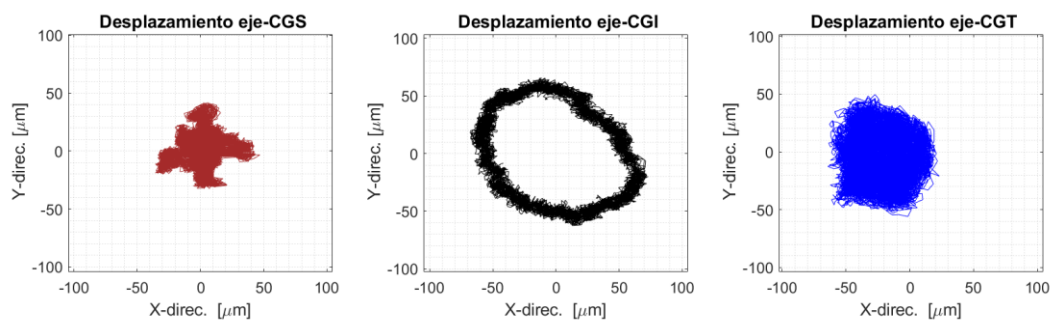


Figura 5.6. Orbitas del eje a 115 MW (incluye el efecto del runout)

5.1.3. Unidad girando a 30 rpm

Para determinar qué porcentaje de las vibraciones del GGH son atribuidas a su comportamiento dinámico y a las imperfecciones de montaje de los ejes (*runout* mecánico) y a la calidad electromagnética de las superficies de los ejes (*runout* eléctrico), se realizaron mediciones experimentales al 7% de la velocidad nominal, es decir, a 30 rpm. A esta frecuencia baja, las fuerzas de desbalance representan el 0,44% en comparación con dichas fuerzas a la velocidad nominal (Egusquiza Estévez et al., 1994), en consecuencia, las vibraciones creadas por el desbalance son despreciables en comparación con el *runout*.

Las figuras 5.7, 5.8 y 5.9, ilustran el comportamiento dinámico del eje respectivamente en CGS, CGI y CGT, a la velocidad de 30 rpm. Se destaca que el runout del eje en el CGI y CGT están principalmente en la frecuencia de rotación, con un patrón sinusoidal, mientras que el runout del CGS tiene un comportamiento no sinusoidal.

A partir de la figura 5.7, se observa que en 11,4 segundos (desde 8.4 hasta 19,8 s) tenemos 7 ciclos en las señales del CGS, CGI y CGT, es decir, un periodo de 1,6 segundos o una frecuencia de 0,62 Hz. Los espectros en el CGI y en el CGT muestran esa frecuencia, pero en el CGS se observa un comportamiento anormal, el pico está en 2,2 Hz, casi un tercer armónico de las señales.

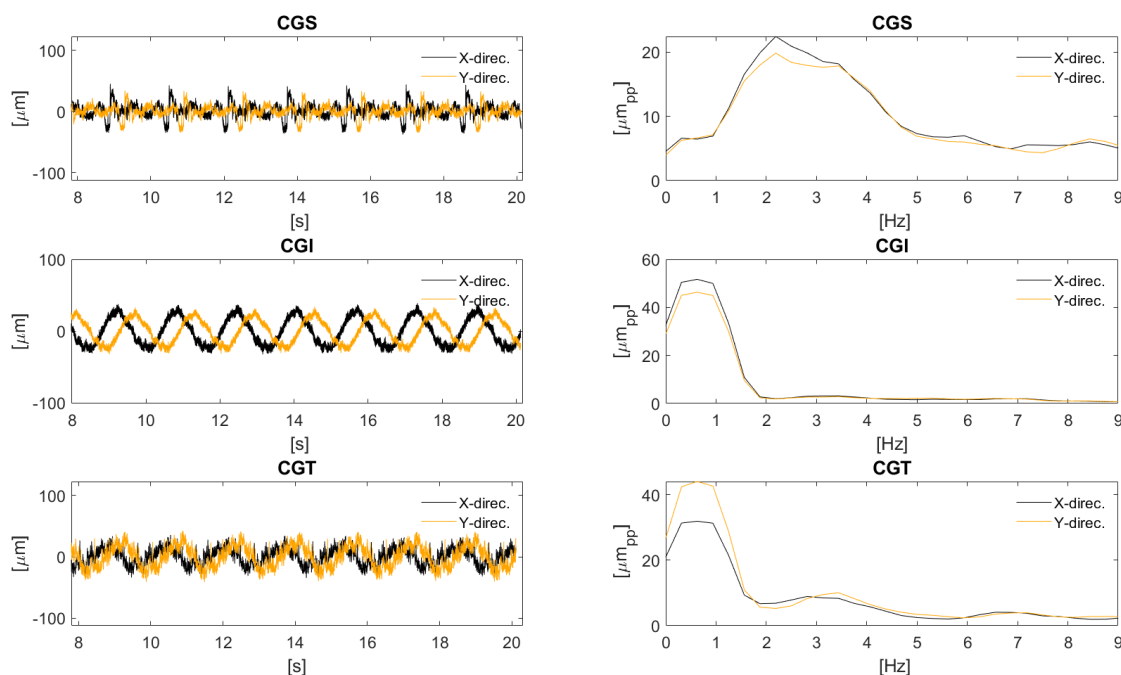


Figura 5.7. Vibraciones relativas del eje (proxímetro) en direcciones X e Y del GGH girando a 30 rpm, para determinación del runout

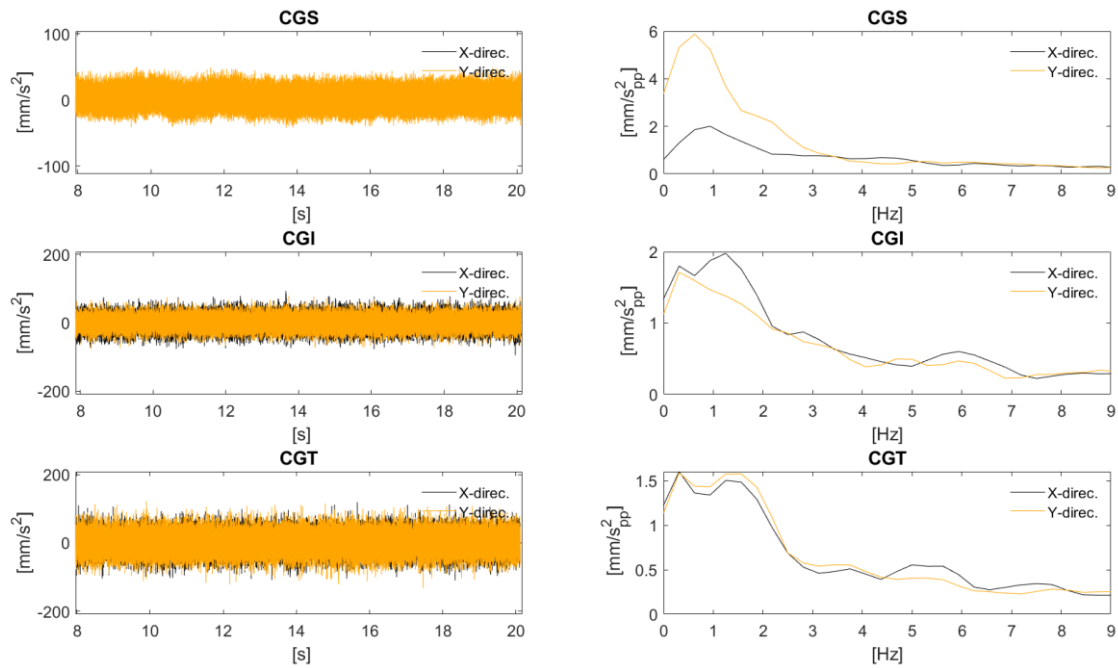


Figura 5.8. Vibraciones absolutas de los cojinetes (acelerómetro) en direcciones X e Y del GHG girando a 30 rpm

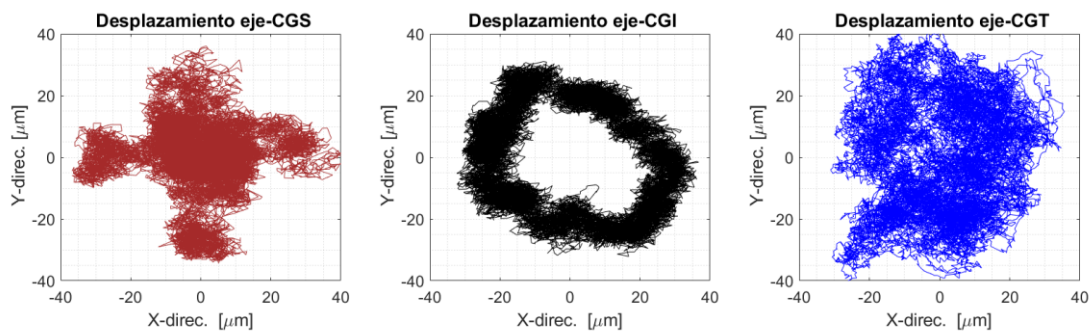


Figura 5.9. Orbitas en el eje en los cojinetes a 30 rpm (runout)

5.1.4. Aplicación de filtro a las señales

Se aplicó un filtro pasa bajo a las señales de los proxímetros con frecuencia de corte 20 Hz; este tipo de filtro permite que pasen las frecuencias por debajo de la frecuencia de corte, mientras que atenúa las frecuencias más altas; con este filtro se obtienen órbitas más definidas en la frecuencia de rotación, lo que permite un análisis más claro de la rotación del eje. La órbita en el CGS y CGI permanece prácticamente igual girando a la velocidad nominal con carga y sin carga, el CGS está reflejando el *runout* del eje; en el caso con carga del CGT se observa un cambio de la posición de equilibrio, por eso el efecto de doble órbita; ese cambio también se ve reflejado en las señales en el tiempo, lo cual se puede observar en la figura 5.10. Se aplicaron filtrado con frecuencia de corte desde 40 Hz para considerar los 5 primeros armónicos y los resultados no presentaron mayores cambios para el CGI, sin embargo, para los CGS y CGT solo se obtuvieron comportamientos aproximados a elípticos cuando se aplicó un filtro por debajo de 22,5 Hz (tercer armónico).

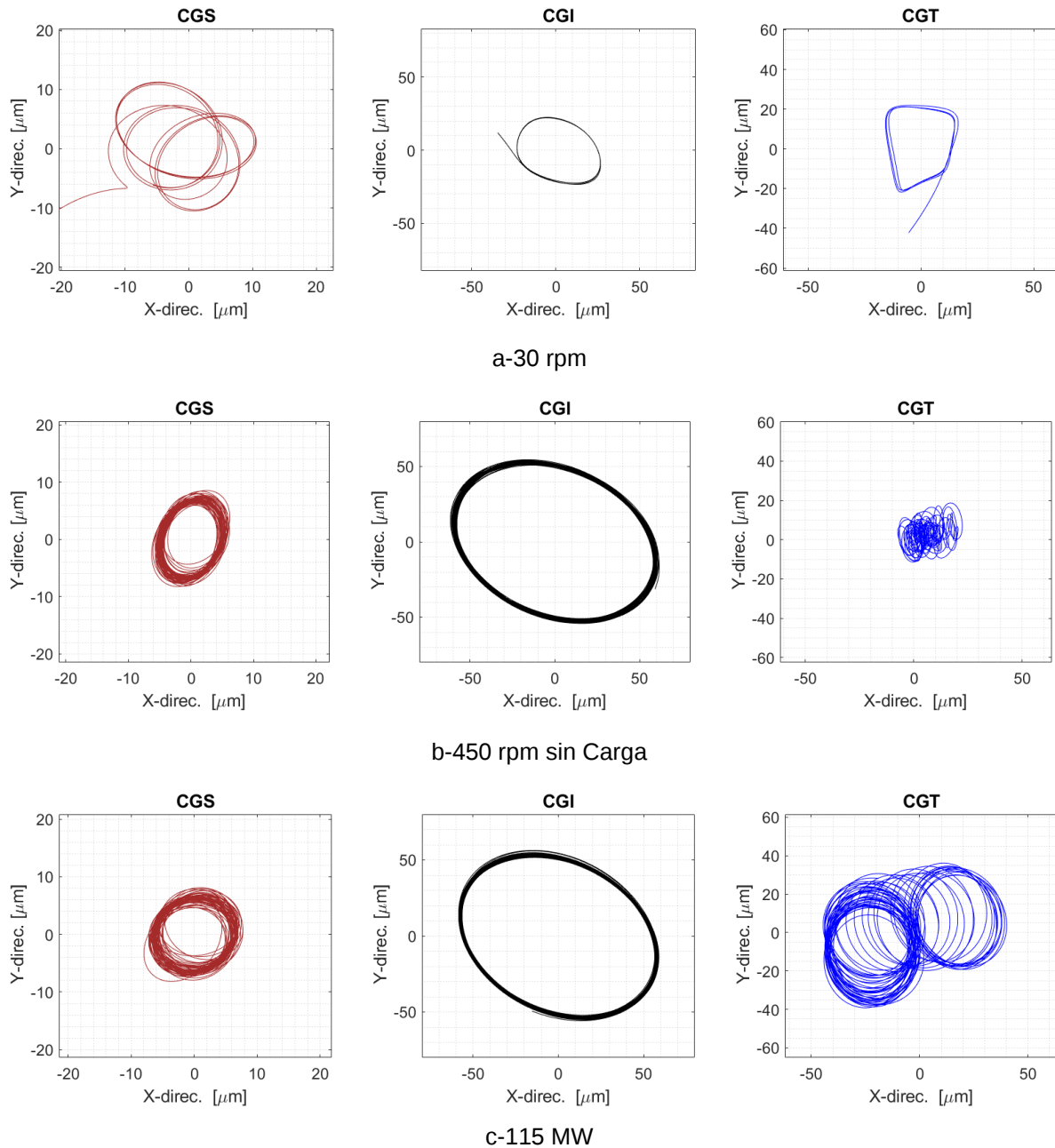


Figura 5.10. Orbitas en el eje para las diferentes condiciones monitoreadas del GGH de la CHAA

5.2. Cálculo del *runout* estático

Durante el montaje de un GGH en una CH, uno de los criterios clave para garantizar un funcionamiento adecuado es el cumplimiento del límite máximo de *runout* estático mecánico (bote máximo), que se establece en 3 milésimas de pulgada (3 mil) según Bureau of Reclamation Technical Service Center Mechanical Equipment Group, (2016), para el caso de los GGHs de la CHAA. Este parámetro es importante, ya que mide la desviación máxima del eje durante su rotación, reflejando la calidad del montaje y de la alineación. Un *runout* excesivo puede generar mal funcionamiento, vibraciones anómalas y afectar negativamente el rendimiento y la vida útil de los GGHs, por lo que su control es importante para el funcionamiento adecuado del sistema.

Este procedimiento se lleva a cabo siguiendo las directrices establecidas en la norma IEEE 810 (1987). Actualmente, se encuentra disponible una versión actualizada de esta norma correspondiente al año 2015.

El procedimiento manual para calcular el *runout* utiliza comparadores de carátula, cuyos datos generan una gráfica como la que se visualiza en la figura 5.11, la región sombreada en verde representa que el desplazamiento máximo se encuentra dentro del rango permitido, cumpliendo con el criterio establecido de ≤ 3 milésimas de pulgada. Sin embargo, se observa que el valor está inclinado hacia el primer cuadrante, con una medición máxima de 3 mils en esa dirección; esto indica una ligera asimetría en la distribución del *runout*, que podría verse reflejada en las vibraciones.

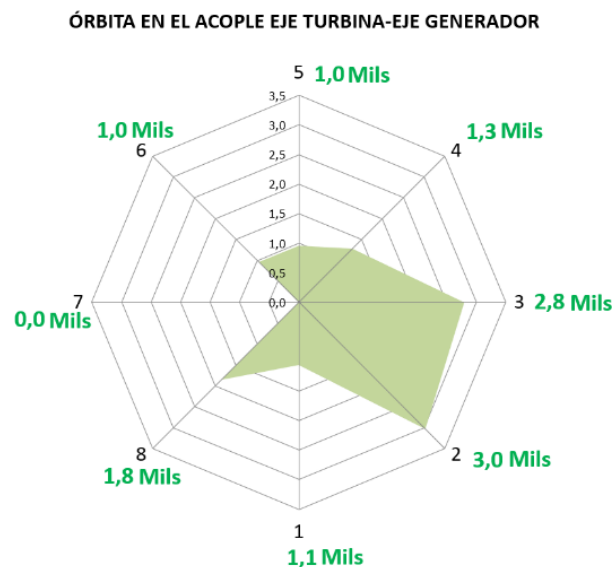


Figura 5.11. Resultados del runout estático durante el montaje de un GGH en 2012.

5.3. Cálculo del *runout* dinámico y análisis de su efecto

Mediante el uso de sensores para medición en línea, durante la medición a 30 rpm, se obtuvo una órbita de *runout* de 48 micrómetros (equivalente a 1,9 milésimas de pulgada); este valor se ajusta al criterio de alineación requerido para asegurar un funcionamiento eficiente y sin anomalías del GGH. En cambio, a la velocidad nominal de 450 rpm, se alcanzó una órbita de 115 micrómetros, lo que indica que cerca del 42% de las vibraciones están influenciadas por el *runout*, los resultados se muestran en la figura 5.12. El valor de vibraciones global está dentro del rango considerado como bueno para la operación de los GGHs según la norma ISO 20816-5 (2018), el rango bueno es hasta 180 micrómetros de desplazamiento en el eje del CGI, esta información respalda la validez de los datos y asegura que el sistema se encuentra dentro de los parámetros aceptables para su desempeño en las distintas condiciones de operación.

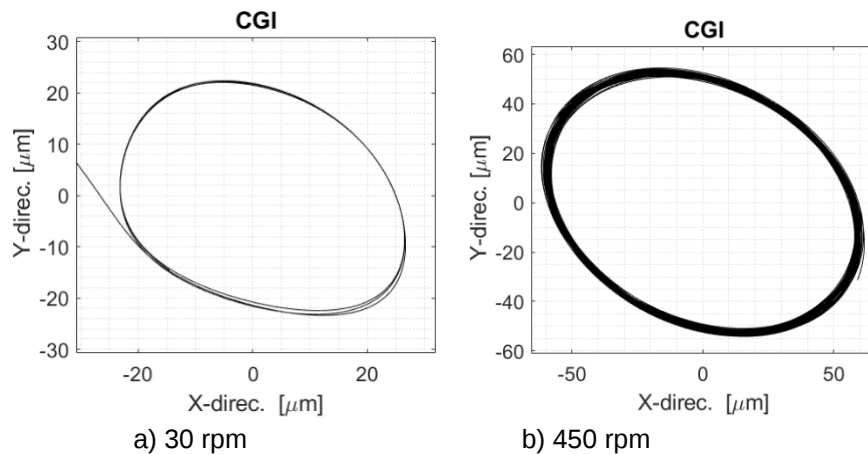


Figura 5.12. Análisis comparativo de las orbitas 30 rpm y 450 rpm

Al comparar los valores obtenidos del *runout* dinámico (medido en el CGI) con el *runout* estático se observa que el *runout* dinámico está fuertemente influenciado por el *runout* estático.

En la figura 5.13, se observa que las señales de vibración del CGS permanecen prácticamente inalteradas entre las condiciones de 30 rpm, 450 rpm en vacío y 115 MW. Esto sugiere que no hay vibración significativa en este cojinete, siendo el comportamiento observado atribuido principalmente al efecto del *runout* del eje.

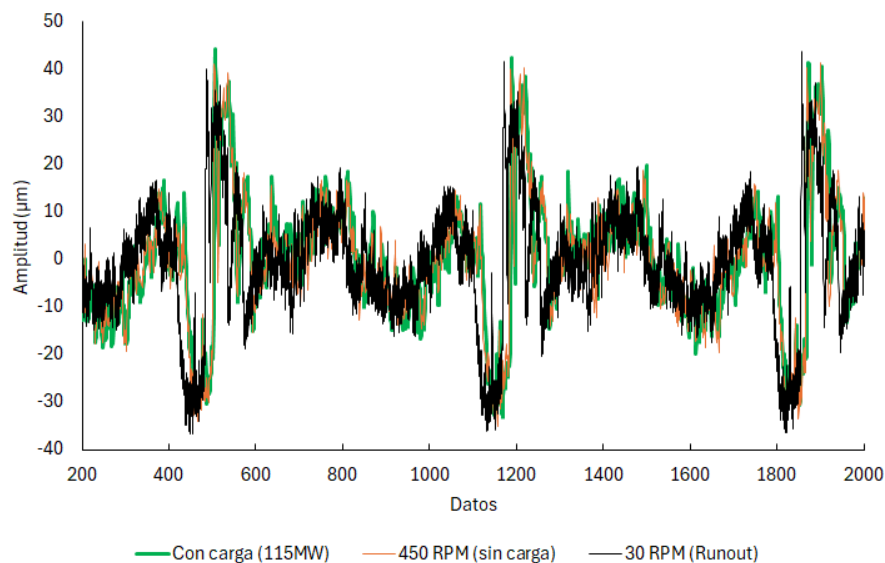


Figura 5.13. Amplitud en el CGS en el eje dirección X, en diversas condiciones operativas, para evaluar el *runout* del eje

Por otro lado, la figura 5.14 muestra que la vibración en el CGI a 450 rpm excitada sin carga y la vibración con 115 MW son prácticamente idénticas, sin embargo, cuando el GGH está girando a 30 rpm, la vibración disminuye al 60%, lo que indica que el efecto *runout* equivale al 40% de la vibración.

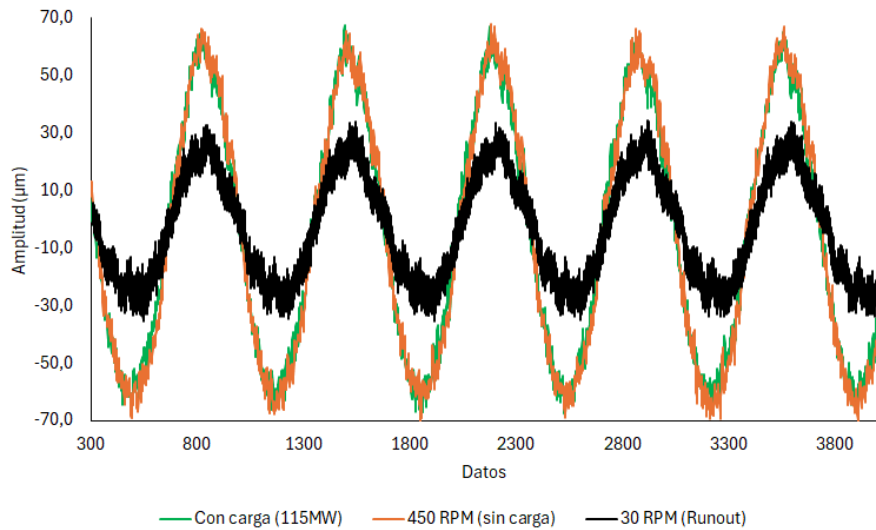


Figura 5.14. Amplitud en el CGI en el eje dirección X , en diversas condiciones operativas, para evaluar el runout del eje

En el caso del CGT, la figura 5.15 revela que tanto el *runout* como la vibración a 115 MW son prácticamente equivalentes. El análisis de las vibraciones medidas en cada cojinete muestra que, en muchos casos, el efecto del *runout* tiene una influencia significativa en las vibraciones observadas. En particular, en los CGS y CGT, como muestran, respectivamente las figuras 5.13 y 5.15.

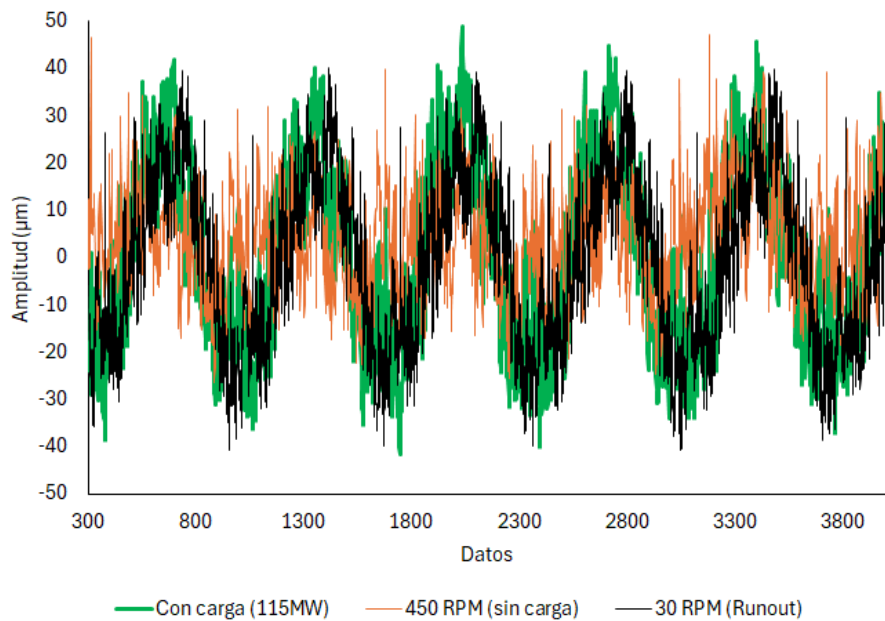


Figura 5.15. Amplitud en el CGT en el eje dirección X

En las figuras anteriores, se observa que el comportamiento de las vibraciones sigue un patrón estrechamente relacionado con el *runout*, esta correlación destaca el efecto directo y significativo que tiene el runout sobre el comportamiento dinámico del GGH. En este contexto, la determinación y comprensión del *runout* son fundamentales para evaluar la salud estructural del GGH y su monitoreo continuo. Las vibraciones mostradas en las gráficas

coinciden con las características de la excentricidad generada por el *runout*, lo que refuerza que cualquier variación en la geometría o alineación de los componentes, como el eje o los cojinetes, afecta considerablemente las vibraciones del sistema; esto subraya la importancia de monitorear y controlar el *runout* durante las intervenciones y mantenimientos, ya que reducirlo y mejorar la alineación pueden tener un impacto positivo en la disminución de las vibraciones, lo que a su vez mejora la eficiencia y prolonga la vida útil de la unidad.

El valor del *runout* máximo no puede ser restado directamente de la amplitud máxima de las vibraciones, para realizar una comparación precisa de su efecto, es necesario determinar tanto la magnitud como la fase del vector de vibraciones en cada caso y luego proceder a efectuar una resta vectorial entre ambos, esta operación toma en cuenta tanto la amplitud como la dirección de las vibraciones, lo que asegura que la corrección aplicada por *runout* se haga de manera adecuada.

Para llevar a cabo este análisis, se grafican tanto el fasor de referencia como la señal de desplazamiento en los cojinetes, tal como se muestra en la figura 5.16. El fasor de referencia muestra un pulso en cada revolución del GGH, lo que ocurre generalmente cuando el primer polo del generador pasa por el proxímometro, esta información permite identificar los momentos exactos en los que se produce el giro de la unidad. En este estudio, el *runout* máximo puede sumarse o restarse dependiendo de la excentricidad y la fase de las vibraciones, las cuales están relacionadas con el movimiento del eje.

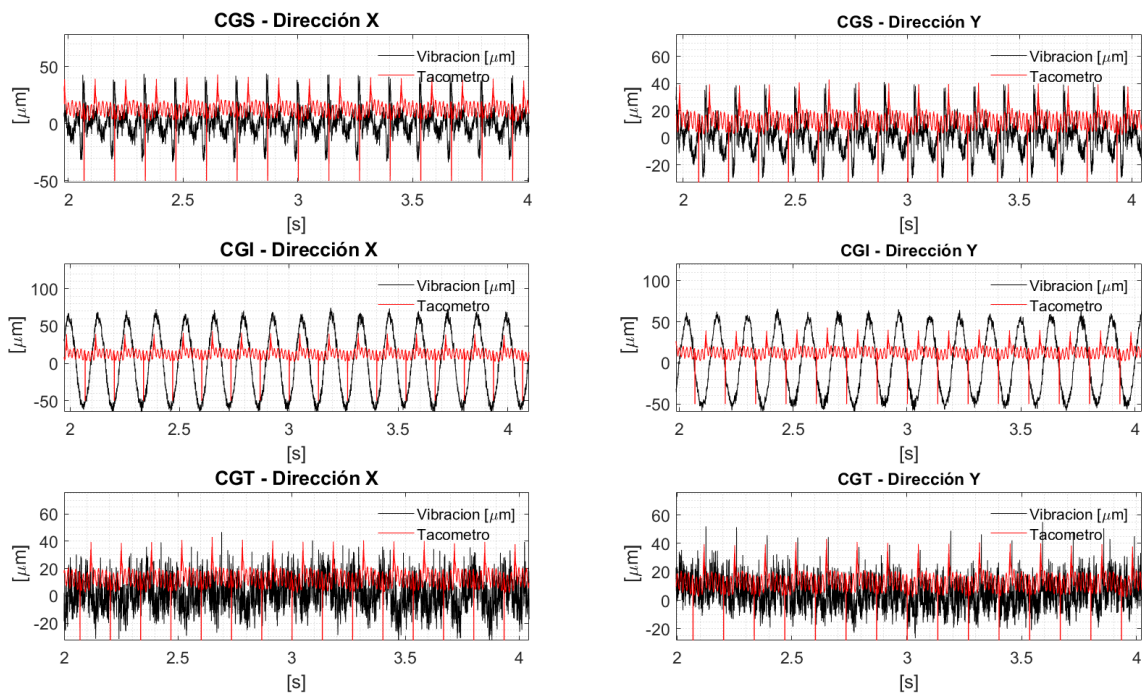


Figura 5.16. Comparativo de mediciones de las vibraciones y el fasor de referencia

En la tabla 5.1, se presentan los tiempos donde el GGH realiza un ciclo para el cálculo del *runout*; con los tiempos obtenidos e implementando la serie de Fourier discreta se determinan las amplitudes y fases para el cálculo del *runout de las vibraciones*.

Tabla 5.1. Tiempos del pulso de referencia (fasor de referencia o keyphasor)

Tiempos [s]	30 rpm-sin carga	450 rpm-sin carga	450 rpm-115 MW
t_1	2,55801	8,46447	8,37424
t_2	4,15841	8,59768	8,50764
t_3	5,75744	8,73069	8,64104
t_4	7,35978	8,86428	8,77444
t_5	8,96623	8,99748	8,90784
t_6	10,57010	9,13069	9,04123
t_7	12,18870	9,26389	9,17444
t_8	13,80370	9,39707	9,30784
t_9	15,42500	9,53010	9,44124
t_{10}	17,04690	9,66350	9,57463

En la tabla 5.2 se presentan los valores calculados del *runout* para cada cojinete, con promedio de 3 μm (micrómetros pico) para el CGS, 25 y 23 μm para el CGI en las direcciones *X* e *Y*, por último 22 y 15 μm para el CGT en las direcciones *X* e *Y* respectivamente, a una velocidad de giro de 30 rpm. Estos valores son considerablemente altos y podrían representar más del 40% de las amplitudes de las vibraciones, por esta razón, es fundamental descontar el efecto del *runout* en los análisis dinámicos para obtener una medición precisa de la magnitud real de las vibraciones; de manera similar, se obtienen resultados para 450 rpm tanto sin carga como con una carga de 115 MW, los cuales se detallan en las tablas 5.2 y 5.4.

Tabla 5.2. Valores estimados para runout (30 rpm)

Ítem	CGS				CGI				CGT			
	Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y	
	[μm]	[°]	[μm]	[°]	[μm]	[°]	[μm]	[°]	[μm]	[°]	[μm]	[°]
1	3	-80	3	133	25	-58	23	-163	21	-45	15	37
2	3	-82	3	134	25	-57	23	-162	21	-45	15	38
3	3	-83	3	134	25	-57	23	-162	22	-45	16	37
4	3	-76	3	132	25	-56	23	-162	22	-44	16	38
5	3	-88	3	132	25	-58	23	-162	22	-46	16	37
6	4	-83	3	127	26	-57	23	-163	22	-45	15	37
7	3	-84	3	132	25	-57	23	-162	21	-44	15	38
8	3	-76	3	133	26	-57	23	-162	22	-44	16	37
9	4	-81	3	133	26	-57	23	-162	22	-45	16	38
10	3	-79	3	131	26	-57	23	-163	22	-45	15	37
Promedio	3	-81	3	132	25	-57	23	-162	22	-45	15	37
Desviación estándar	0,3	3,7	0,1	2,0	0,1	0,4	0,1	0,4	0,3	0,4	0,3	0,4

Tabla 5.3. Valores de las vibraciones relativas del eje a velocidad nominal (450 rpm), GGH excitado en vacío, sin descontar el runout

Ítem	CGS				CGI				CGT			
	Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y	
	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]
1	5	-57	7	-149	61	-160	53	97	23	-54	23	40
2	6	-53	6	-140	61	-158	53	95	24	-55	20	34
3	6	-63	7	-140	61	-160	52	97	25	-63	24	41
4	5	-64	7	-138	61	-158	55	97	26	-65	20	32
5	5	-64	7	-137	59	-157	55	97	23	-62	22	30
6	5	-62	7	-146	61	-158	54	96	23	-52	24	39
7	6	-64	7	-141	61	-159	54	97	25	-64	21	36
8	5	-69	7	-144	60	-158	55	98	26	-58	22	34
9	6	-65	7	-144	61	-160	54	97	25	-54	20	28
10	5	-63	8	-140	60	-159	53	98	24	-60	23	41
Promedio	5	-62	7	-142	61	-159	54	97	24	-59	22	36
Desviación estándar	0,3	4,3	0,4	3,8	0,7	0,9	1,0	0,8	1,2	4,7	1,6	4,6

Tabla 5.4. Valores de las vibraciones relativas del eje con 115 MW, sin descontar el runout

Item	CGS				CGI				CGT			
	Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y	
	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]
1	6	-58	5	-147	59	-154	55	101	24	-55	20	35
2	6	-60	6	-148	57	-154	53	102	27	-56	20	34
3	7	-67	6	-155	59	-155	55	102	27	-67	21	36
4	6	-61	7	-148	58	-154	54	101	25	-64	20	32
5	6	-63	6	-149	59	-154	55	101	24	-63	19	26
6	7	-63	6	-148	59	-154	54	102	26	-61	20	33
7	7	-64	6	-148	59	-155	55	102	25	-63	20	33
8	6	-60	6	-148	59	-154	55	103	27	-60	20	31
9	6	-59	7	-152	59	-154	54	101	26	-56	19	26
10	7	-66	6	-162	58	-154	55	101	25	-63	20	33
Promedio	7	-62	6	-151	59	-154	55	102	26	-61	20	32
Desviación estándar	0,3	2,9	0,5	4,9	0,5	0,4	0,6	0,6	1,3	4,0	0,8	3,4

Para calcular la vibración relativa del eje neta ($\vec{X}_{nt} = |X_{nt}| / \theta_{nt}$), es decir, la vibración total del eje ($\vec{X}_{tot} = |X_{tot}| / \theta_{tot}$) menos el runout del eje ($\vec{X}_{ro} = |X_{ro}| / \theta_{ro}$), se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\vec{X}_{nt} = (|X_{tot}| \cos \theta_{tot} - |X_{ro}| \cos \theta_{tot}) + j(|X_{tot}| \sin \theta_{tot} - |X_{ro}| \sin \theta_{tot}). \quad \text{Ecuación 5-1}$$

$$|X_{nt}| = \sqrt{(|X_{tot}| \cos \theta_{tot} - |X_{ro}| \cos \theta_{tot})^2 + (|X_{tot}| \sin \theta_{tot} - |X_{ro}| \sin \theta_{tot})^2}. \quad \text{Ecuación 5-2}$$

$$\theta_{nt} = \tan^{-1} \left[\frac{(|X_{tot}| \sin \theta_{tot} - |X_{ro}| \sin \theta_{tot})}{(|X_{tot}| \cos \theta_{tot} - |X_{ro}| \cos \theta_{tot})} \right]. \quad \text{Ecuación 5-3}$$

donde j es el operador imaginario.

En la tabla 5.5, se presentan los valores de vibraciones netas, es decir, las vibraciones restando el efecto *runout*.

Tabla 5.5. Valores de amplitud de las vibraciones relativas del eje neta, restando el efecto del runout

Ítem	CGS				CGI				CGT			
	Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y		Dirección X		Dirección Y	
	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]	[μmp]	[°]
Promedio	4	-37	6	-75	67	61	61	62	8	68	5	24

Con los datos obtenidos previamente se dispone de la información necesaria para desarrollar un modelo matemático detallado de los GGHs, lo que permitirá una mejor comprensión y predicción de su comportamiento dinámico. Es importante señalar que el fabricante, en los modelos iniciales de la unidad, no consideró el efecto de la flexibilidad de la película de aceite, un factor relevante que influye directamente en el comportamiento dinámico. Además, no se llevó a cabo un análisis detallado de los soportes de las ménsulas para calcular con precisión su rigidez, en su lugar, se realizó un análisis más generalizado, lo cual introduce un mayor grado de incertidumbre en las estimaciones de rigidez y otros parámetros dinámicos del sistema.

5.4. Cálculo de la rigidez de la película de aceite

En el Anexo 9.1 se presenta la metodología de cálculo de la rigidez de las ménsulas mediante el uso de ANSYS, los valores que se emplearon para los cálculos de rigidez de la película de aceite se presentan en la tabla 5.6.

El siguiente análisis presenta los parámetros y resultados de las rigideces de la película de aceite de los cojinetes guía para los GGHs, la tabla 5.6, muestra diversos valores relacionados con las características de los cojinetes, como la rigidez de las ménsulas, las vibraciones absolutas y relativas de los cojinetes y el eje, la rigidez de la película de aceite sin considerar y considerando el efecto del *runout* y los valores de *runout* en cada cojinete. Estos datos proporcionan una visión integral del comportamiento dinámico de los GGHs, siendo la rigidez de la película de aceite un factor que influye en el desempeño de los cojinetes, la cual puede ser determinada por la Ecuación 5-4:

$$k_{xx} = \left[\frac{k_{bx}}{\omega^2} - m_b \right] \frac{A_b}{X_{bs}} \quad \text{Ecuación 5-4}$$

donde:

k_{bx} es la rigidez de la ménsula, ω es la velocidad angular del eje, m_b es la masa de la ménsula, A_b es la vibración absoluta del cojinete y X_b es la vibración relativa del eje.

Tabla 5.6. Características de los cojinetes

Variable	Siglas	CGS-X	CGS-Y	CGI-X	CGI-Y	CGT-X	CGT-Y	Unidad
Rigidez ménsula (Ansys)	k_{bx}	9,60E+08	9,10E+08	2,80E+09	2,73E+09	5,80E+09	5,80E+09	N/m
Peso ménsula (Ansys)	Peso	33750	33750	6610	6610	15730	15730	kg
Masa considera de la ménsula	m_b	11250	11250	2203	2203	5243,3	5243,3	kg
Velocidad del eje ($2\pi f$)	ω	47,12	47,12	47,12	47,12	47,12	47,12	m/s
Vibración absoluta cojinete-Acelerómetro	A_b	1,02E-01	1,05E-01	7,35E-02	8,87E-02	1,17E-02	9,35E-03	m/s ²
Vibración relativa eje-Proxímetro	X_b	1,30E-05	1,23E-05	1,17E-04	1,09E-04	5,12E-05	3,97E-05	m
Rigidez película de aceite	k_{xx}	4,84E+09	5,55E+09	7,89E+08	9,99E+08	4,76E+08	7,70E+08	N/m
Vibración relativa eje descontando el <i>runout</i>	X_{bx}	7,12E-06	1,26E-05	1,33E-04	1,23E-04	1,52E-05	9,38E-06	m
Rigidez película de aceite (sin efecto <i>runout</i>)	k_{xx}	6,01E+09	3,30E+09	6,93E+08	8,86E+08	2,01E+09	2,60E+09	N/m

La rigidez de la película de aceite al considerar el efecto del *runout* aumentó del orden de 70% para el caso del CGT, para el CGI disminuyó del orden de 10% y para el CGS aumento un 45% en la dirección X y en la dirección Y permaneció igual.

La excentricidad de los ejes ocurre cuando el eje de rotación de un GGH se desplaza o se desalinea respecto al centro de su cuerpo. La rigidez de la película de aceite está directamente influenciada por la excentricidad del eje en cada cojinete, como se puede observar en las figuras 5.17 y 5.18.

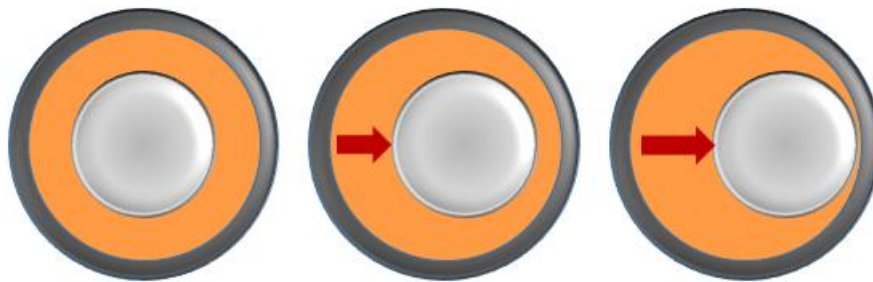


Figura 5.17. Esquema excentricidad en el eje

La rigidez de la película de aceite depende de diversos factores, incluyendo la excentricidad del eje en cada cojinete, otros factores como la viscosidad del aceite, la temperatura, la velocidad periférica del eje y la holgura en los cojinetes también son determinantes para la rigidez; es recomendable que, a través del sistema de medición en línea, se obtengan y almacenen históricos de estas variables para alimentar el modelo matemático y poder determinar el comportamiento dinámico de la unidad en diversas condiciones operativas. La figura 5.18 muestra como varía la rigidez en cada dirección en función de la excentricidad en la misma dirección de la fuerza, para un caso de estudio en la CH de Itaipu.

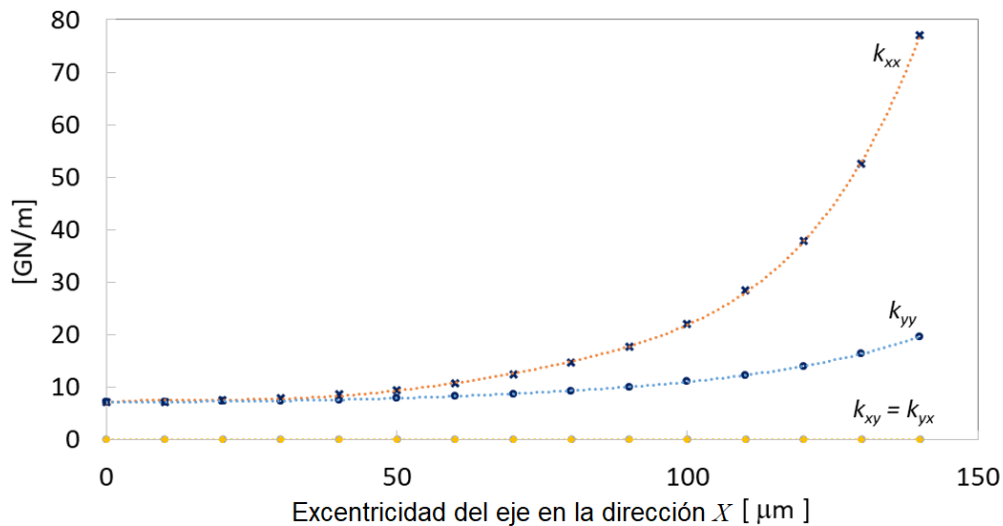


Figura 5.18. Rigidez de la película de aceite del cojinete guía superior de los GGH de la CH de Itaipu en función de la excentricidad el eje.
Fuente: (Brito Júnior, 2017)

5.5. Resultados del modelo matemático desarrollado

El modelo matemático desarrollado en Matlab para el análisis dinámico de los GGHs considera diversas etapas que permiten simular su comportamiento con la mayor precisión posible. El primer paso en la construcción del modelo fue discretizar cada uno de los componentes del sistema para trasladar al modelo sus propiedades físicas, como la masa. En total se modelaron 25 elementos interconectados, con el objetivo de representar fielmente las características mecánicas de los GGHs. A partir de los análisis previos y los modelos 3D, se ingresaron las rigideces de las ménsulas obtenidas mediante el análisis con ANSYS; la rigidez de la película de aceite de los cojinetes estimada experimentalmente y las propiedades geométricas de los GGHs para la simulación en Matlab. En la tabla 5.7, se presentan las masas obtenidas del MEF y llevadas al modelo.

Tabla 5.7. Masas obtenidas con MEF del GGH

Componente	Masa (MEF)	Unidad	Momento de inercia axial	Unidad
Rotor	172.533	kg	513.554	kg.m ²
Eje superior del generador	10.591	kg	1.356	kg.m ²
Eje inferior del generador	9.004	kg	884	kg.m ²
Eje Turbina	10.119	kg	898	kg.m ²
Rodete	6.030	kg	5.920	kg.m ²

En muchos estudios, los modelos matemáticos se basan en datos supuestos o estimados para las simulaciones, sin embargo, este estudio adoptó un enfoque más riguroso y preciso, utilizando análisis por elementos finitos y pruebas experimentales para determinar los factores clave. Estos métodos proporcionan datos más confiables sobre las propiedades físicas y dinámicas del sistema, como las rigideces de las ménsulas, la película de aceite y el comportamiento vibratorio de los cojinetes, al integrar estos análisis avanzados, el modelo matemático refleja de manera más precisa las condiciones reales de operación, mejorando la precisión y validez de las predicciones del comportamiento dinámico de los GGHs.

En las tablas 5.8 y 5.9, se muestran los parámetros iniciales para el modelo.

Tabla 5.8. Parámetros utilizados en el modelo

Símbolo	Descripción	Valor	Unidad
n	Velocidad nominal de rotación	450	rpm
E_a	Módulo de elasticidad del eje (Young)	205E9	N/m ²
G_a	Módulo de cortante del eje	75,8E9	N/m ²
ρ	Densidad del eje	7850	kg/m ³
μ	Coeficiente de Poisson del material	0,30	

Tabla 5.9. Parámetros de inercia y rigidez del GGH utilizados en el modelo

Símbolo	Descripción	Valor	Unidad	Fuente
m_g	Masa del generador (Rotor + ejes)	192.128	kg	Modelo Ansys
m_t	Masa de la turbina (Rodete + eje)	16.149	kg	Modelo Ansys
J_g	Momento polar de inercia del generador	515.794	kg m ²	Modelo Ansys
J_t	Momento polar de inercia de la turbina	6.818	kg m ²	Modelo Ansys
m_1	Masa del CGS	33.750	kg	Modelo Ansys
m_2	Masa del CGI	6.610	kg	Modelo Ansys
m_3	Masa del CGT	15.730	kg	Modelo Ansys
k_{2x}	Rigidez mensual CGS eje x	0,96	GN/m	Modelo Ansys
k_{2y}	Rigidez mensual CGS eje y	0,92	GN/m	Modelo Ansys
k_{4x}	Rigidez mensual CGI eje x	2,80	GN/m	Modelo Ansys
k_{4y}	Rigidez mensual CGI eje y	2,70	GN/m	Modelo Ansys
k_{6x}	Rigidez mensual CGT eje x	5,80	GN/m	Modelo Ansys
k_{6y}	Rigidez mensual CGT eje y	5,80	GN/m	Modelo Ansys
k_8	Rigidez cojinete de empuje	10,00	GN/m	Experimental
k_{1xx}	Rigidez película de aceite CGS eje x	6,01	GN/m	Experimental
k_{1yy}	Rigidez película de aceite CGS eje y	3,30	GN/m	Experimental
k_{3xx}	Rigidez película de aceite CGI eje x	0,69	GN/m	Experimental
k_{3yy}	Rigidez película de aceite CGI eje y	0,89	GN/m	Experimental
k_{5xx}	Rigidez película de aceite CGT eje x	2,01	GN/m	Experimental
k_{5yy}	Rigidez película de aceite CGT eje y	2,60	GN/m	Experimental
k_{7x}	Rigidez magnética del generador eje x	-0,26	GN/m	Fabricante
k_{7y}	Rigidez magnética del generador eje y	-0,26	GN/m	Fabricante
k_{1xy}, k_{1yx}	Rigidez cruzada CGS	0	GN/m	Simplificación
k_{3xy}, k_{3yx}	Rigidez cruzada CGI	0	GN/m	Simplificación
k_{5xy}, k_{5yx}	Rigidez cruzada CGT	0	GN/m	Simplificación
c_{2x}	Coeficiente amortiguamiento CGS eje x	0	GNs/m	Simplificación
c_{2y}	Coeficiente amortiguamiento CGS eje y	0	GNs/m	Simplificación
c_{4x}	Coeficiente amortiguamiento CGI eje x	0	GNs/m	Simplificación
c_{4y}	Coeficiente amortiguamiento CGI eje y	0	GNs/m	Simplificación
c_{6x}	Coeficiente amortiguamiento CGT eje x	0	GNs/m	Simplificación
c_{6y}	Coeficiente amortiguamiento CGT eje y	0	GNs/m	Simplificación
k_{9x}	Rigidez del laberinto de turbina eje x	0,054	GN/m	Simulación
k_{9y}	Rigidez del laberinto de turbina eje y	0,054	GN/m	Simulación
k_{5xy}	Rigidez cruzada película aceite CGT	0,004	N/m	Simulación
F_a	Fuerza axial en el generador	0,020	GN	Simulación
$GISO_g$	Grado de balanceo del rotor	6		Simulación
$GISO_t$	Grado de balanceo del rodete	2		Simulación

En la figura 5.19, se presentan las vibraciones del GGH y en la figura 5.20, se muestran las órbitas calculadas con el modelo matemático desarrollado, estas órbitas representan el movimiento dinámico de los ejes a lo largo de las distintas direcciones. Las simulaciones permiten observar cómo se comportan los ejes bajo las condiciones de operación consideradas y los resultados obtenidos son útiles para evaluar la operación del GGH, así como para predecir posibles fallos o desviaciones en su comportamiento dinámico.

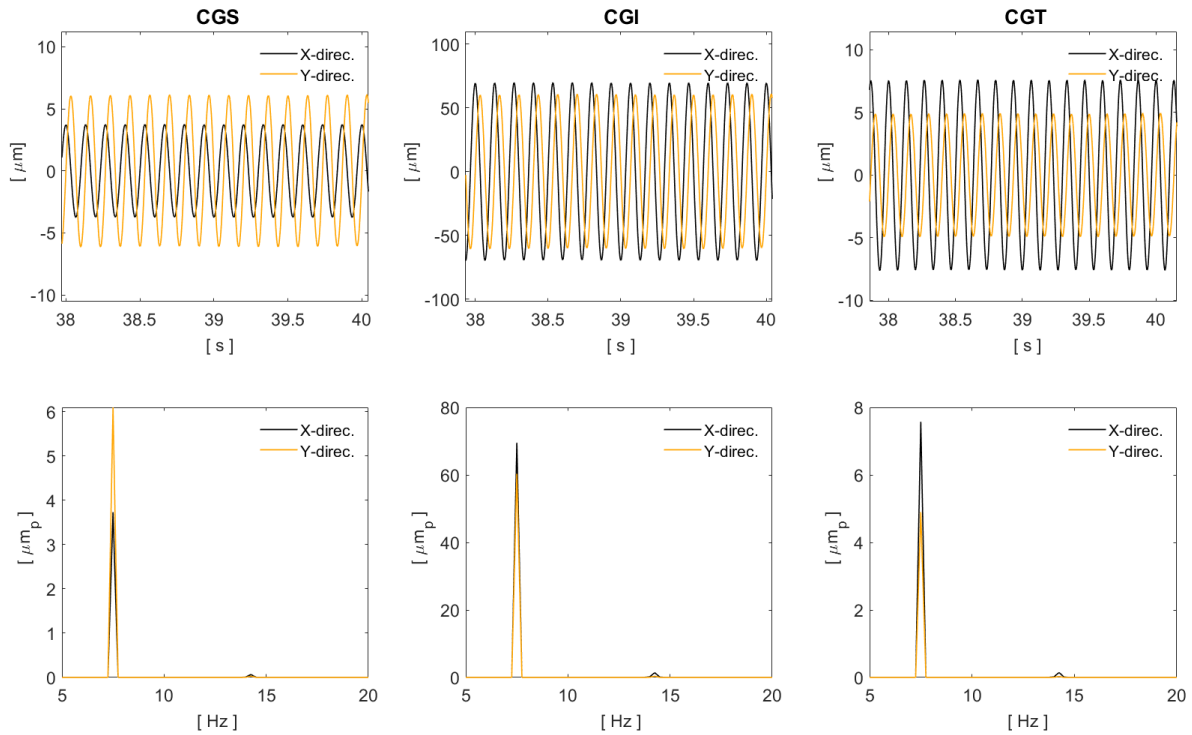


Figura 5.19. Resultado vibraciones relativas del eje en los cojinetes obtenidas por el modelo, originadas por un desbalanceo de 50KN en el generador

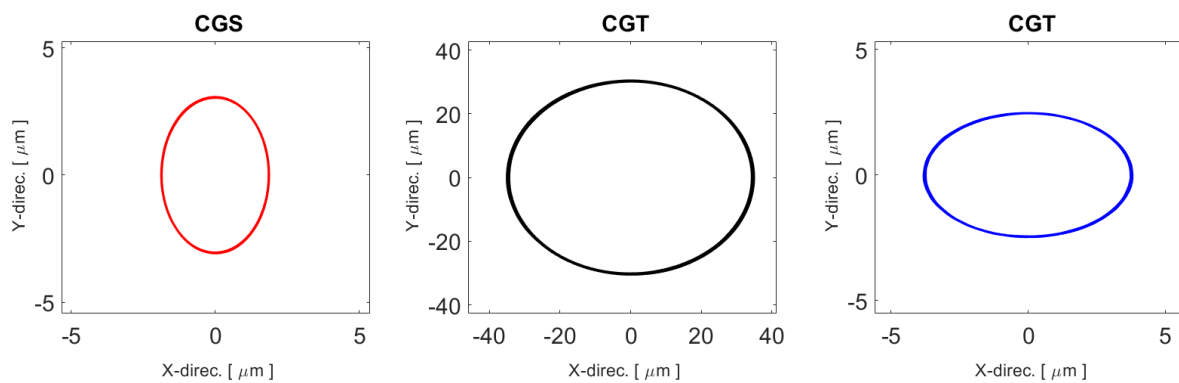


Figura 5.20. Órbitas representativas en cada uno de los cojinetes guía, originadas por un desbalanceo de 50KN en el generador

Las vibraciones en la frecuencia 1X del modelo se compararon, en la tabla 5.10, con las medidas experimentales, obteniendo porcentajes de error inferiores al 5%, evidenciando que el modelo matemático está prediciendo de manera adecuada el comportamiento dinámico del GGH, lo que, valida la efectividad de las simulaciones y la precisión del modelo desarrollado, indicando que el modelo refleja de manera precisa el comportamiento dinámico del GGH.

La tabla 5.10, visualiza datos experimentales y los valores correspondientes calculados por el modelo matemático desarrollado en el presente estudio, utilizando los datos mostrados en la tabla 5.9. Los datos están organizados en función de dos variables relacionadas con mediciones en los ejes X e Y, expresadas en micrómetros. La tabla permite observar las diferencias o similitudes entre los valores obtenidos experimentalmente para el caso de velocidad nominal y sin carga y los estimados por el modelo, proporcionando una base para evaluar la precisión de este.

Tabla 5.10. Datos al comparar las mediciones (pico), el modelo matemático vs mediciones experimentales con la unidad a velocidad nominal y sin carga

Variable	CGS			CGI			CGT		
	Medido	Modelo	error	Medido	Modelo	error	Medido	Modelo	error
1x eje X (μmp)	4	4	0%	67	69	3%	8	8	0%
1x eje Y (μmp)	6	6	0%	61	61	0%	5	5	0%

En la tabla 5.10 se comparan los resultados obtenidos del modelo calibrado, con los valores experimentales medidos en diferentes condiciones de operación del GGH, esta comparación y los análisis de escenarios de las variables, permiten evidenciar la capacidad del modelo para reproducir el comportamiento dinámico del sistema con un alto grado de precisión. Se observa una concordancia entre los resultados teóricos y los valores experimentales, lo que refleja la fiabilidad del modelo para predecir las respuestas dinámicas de los GGHs en distintas situaciones.

5.5.1. Diagrama de Campbell

El diagrama de Campbell es una herramienta utilizada en el análisis vibracional de máquinas rotativas, especialmente para identificar las frecuencias críticas, donde las frecuencias de excitación se cruzan con las frecuencias naturales ocasionando fenómenos de resonancia, lo que genera un incremento significativo en las amplitudes de vibración; dicho fenómeno es especialmente peligroso, ya que puede ocasionar esfuerzos excesivos en componentes como cojinetes, ejes y soportes, acelerando el desgaste y provocando deformaciones estructurales e incluso conduciendo a fallos catastróficos si no se implementan las medidas de protección necesarias.

La figura 5.21, presenta el diagrama de Campbell generado mediante el modelo en Matlab, este análisis revela que las primeras velocidades críticas son en 850 y 855 rpm (para los modos 1 y 2) y 1.130 rpm (para el modo 3). De acuerdo con los valores anteriores la primera velocidad crítica para el GGH se alcanza al 188% de las rpm nominales. Song et al. (2024) realizaron estudios en un GGH de 1MW y reportaron la primera velocidad crítica al 182% de las rpm nominales, valor similar al encontrado en este estudio. En el gráfico, las frecuencias de los diferentes modos de vibración se representan como líneas de colores, mientras que la velocidad de operación se ilustra mediante una línea punteada ascendente.

Cuando la unidad está detenida la frecuencia natural es de 28 Hz. Cuando la unidad alcanza la velocidad nominal el modo 3 pasa de 28Hz a 24,17 Hz y modo 4 de 28Hz a 33,93 Hz.

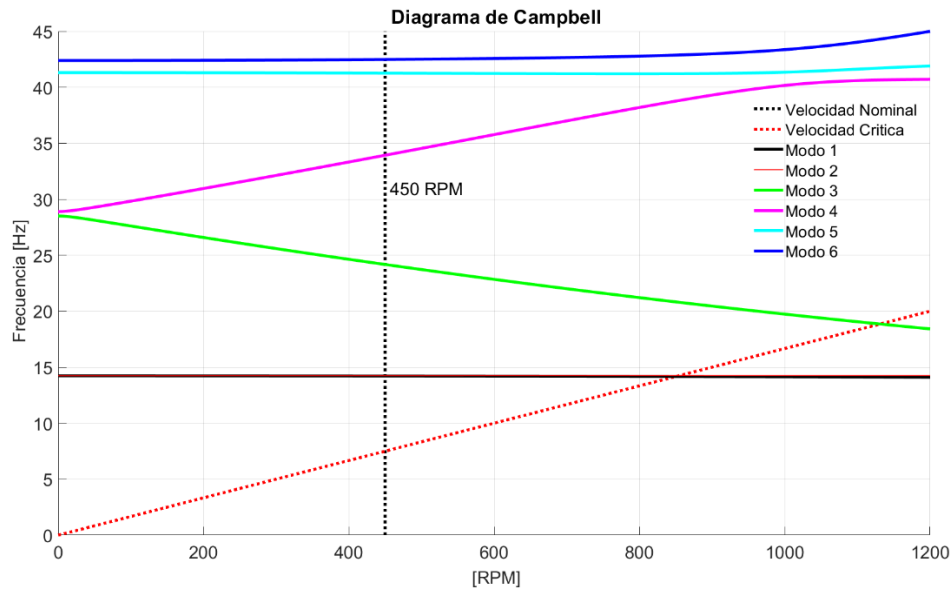


Figura 5.21. Diagrama de Campbell usando modelo Matlab

En eventos transitorios como los rechazos de carga, donde la velocidad de rotación puede aumentar súbitamente, es importante contar con mecanismos que la regulen rápidamente para evitar operar por tiempos prolongados en proximidad a una zona de resonancia. En el caso específico de la CHAA, se han registrado velocidades de hasta 624 rpm durante los rechazos de carga, donde el sistema actúa automáticamente para prevenir que los GGHs alcancen la velocidad crítica de 850 rpm (para los modos de vibración 1, 2), este sistema de protección es esencial para evitar que los GGHs operen en zonas de resonancia. Como se mostrará más adelante en los diferentes escenarios simulados con el modelo, las frecuencias naturales pueden bajar significativamente por diferentes motivos como por ejemplo holguras en los cojinetes demasiado grandes, viscosidad baja del lubricante, pérdida de rigidez de las ménsulas; si alguno de estos eventos ocurre, al mismo tiempo que la sobrevelocidad puede representar riesgo de daños para los GGHs.

5.5.1.1. Modos de vibración

En la figura 5.22 se presentan los primeros seis modos de vibración para un GGH de la CHAA obtenidos con el modelo en Matlab. Estas simulaciones permitieron comprender las dinámicas de vibración del sistema bajo diferentes condiciones operativas y validan estudios previos como los realizados por (Brito Junior et al., 2017; Egusquiza Estévez et al., 1994; Huang et al., 2011; Lai et al., 2012; Yang-han et al., 2022) que enfatizan la importancia de estos factores en el diseño y mantenimiento de equipos rotativos críticos.

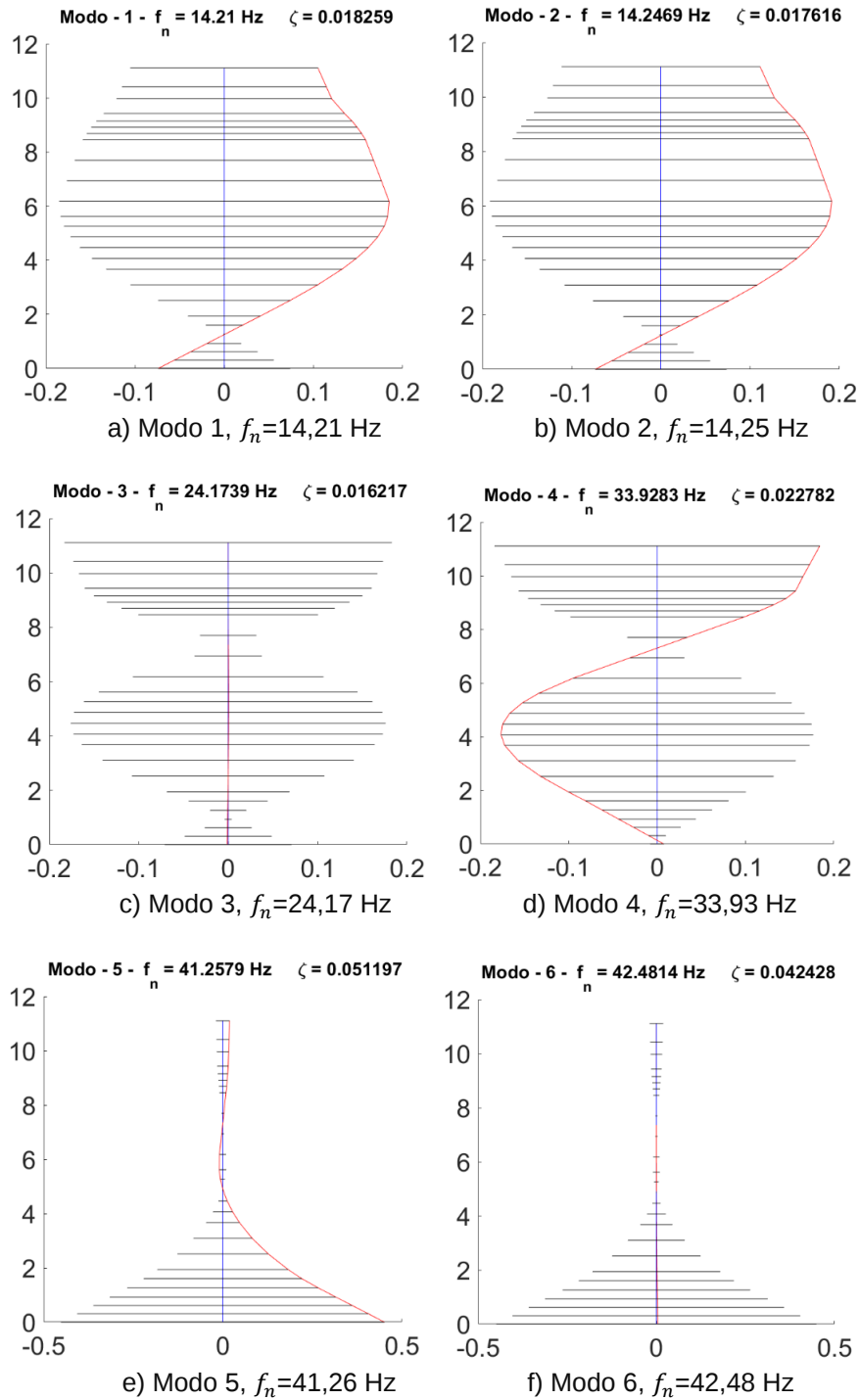


Figura 5.22. Seis primeros modos de vibración del GGH de la CHAA

A continuación, se analizan diversos aspectos relacionados con los parámetros de rigidez y balanceo que afectan las vibraciones, presentando aquellos más representativos para evaluar el comportamiento dinámico de los GGHs.

5.5.2. Efecto de la calidad del balanceo del rotor

El "grado de balanceo" se refiere al nivel de equilibrio o desbalanceo de un rodete ($GISO_t$) o un rotor ($GISO_g$). Este se mide según la cantidad de desbalanceo tolerable sin comprometer el funcionamiento de la máquina. El desbalanceo ocurre cuando la masa de un

rodete o rotor no está distribuida uniformemente alrededor de su eje de rotación, lo que genera vibraciones y puede provocar problemas mecánicos con el tiempo. El balanceo tiene como objetivo reducir las vibraciones, asegurar el funcionamiento eficiente de la máquina, minimizar el desgaste y prevenir posibles fallos mecánicos.

La tabla 5.11 muestra los resultados de las simulaciones relacionadas variando el grado de calidad del balanceo del rotor del generador y del rodete. Se observa que un mejor grado de balanceo contribuye a una mejora significativa en el comportamiento dinámico. El rodete es balanceado en banco antes de su montaje, garantizando el mayor grado posible de balanceo ($GISO_t$), sin embargo, durante la operación, el desgaste o la distribución no uniforme del caudal por el rodete puede deteriorar la calidad del balanceo; este deterioro no se puede mejorar una vez iniciada la operación, aunque sí puede empeorar. La simulación de esta pérdida de calidad en el balanceo muestra que su influencia es notable en las vibraciones del CGT, mientras que tiene un impacto menos significativo en el CGS y el CGI.

Tabla 5.11. Vibración del eje en función del grado de balanceo del rotor y del rodete

Variación grado de balanceo del rotor									
Simulación	$GISO_g$	$GISO_t$	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
			μmp	μmp	μmp	μmp	μmp	μmp	rpm
1	2	2	1	2	23	20	3	2	850
2	4	2	3	4	46	40	5	3	850
Calibrado	6	2	4	6	69	61	8	5	850
3	8	2	5	8	93	81	10	6	850
4	10	2	7	10	116	101	12	8	850

Variación grado de balanceo del rodete									
Simulación	$GISO_g$	$GISO_t$	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
			μmp	μmp	μmp	μmp	μmp	μmp	rpm
Calibrado	6	2	4	6	69	61	8	5	850
1	6	4	4	6	69	60	8	5	850
2	6	6	4	6	69	60	9	6	850
3	6	8	4	6	69	60	9	6	850
4	6	10	4	6	68	60	10	7	850

5.5.3. Efecto de la rigidez de las ménsulas

Para las simulaciones, se redujo un 30% el valor de la rigidez tanto para la ménsula del CGS como para la del CGI. En cada simulación posterior, se disminuyó un 30% respecto a la simulación anterior, repitiéndose este proceso hasta completar un total de tres simulaciones. Esto se hizo para mantener la misma proporción en la reducción de las rigideces de ambas ménsulas.

En las simulaciones variando la rigidez de las ménsulas, se observó un aumento significativo de las vibraciones en el CGI, especialmente cuando la rigidez de la ménsula del CGS se reduce. Por otro lado, una pérdida de rigidez en la ménsula del CGI provoca un aumento significativo de las vibraciones en el CGT, como se muestra en la tabla 5.12. La pérdida de rigidez de la ménsula del CGS también disminuye la velocidad crítica de manera importante, lo que podría resultar en daños catastróficos si se combina una sobrevelocidad con la pérdida de rigidez, como el aflojamiento de tornillos de los soportes de la mensual.

Tabla 5.12. Vibración del eje en función de la variación de la rigidez de las ménsulas de CGS y CGI

Variación de la rigidez de la ménsula del CGS								
Simulación	k_{2x}/k_{2y}	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
	GN/m	μm	μm	μm	μm	μm	μm	rpm
Calibrado	0,96/0,92	4	6	69	61	8	5	850
S1_1	0,67/0,64	4	7	83	72	7	5	772
S2_1	0,47/0,45	5	8	106	96	7	4	674
S3_1	0,33/0,32	6	10	150	152	6	2	582

Variación de la rigidez de la ménsula del CGI								
Simulación	k_{4x}/k_{4y}	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
	GN/m	μm	μm	μm	μm	μm	μm	rpm
Calibrado	2,8/2,7	4	6	69	61	8	5	850
S1_2	1,9/1,8	4	7	68	59	8	6	825
S2_2	1,3/1,2	4	7	66	57	10	7	792
S3_2	0,9/0,8	4	8	63	55	11	9	756

La figura 5.23 muestra las gráficas de vibración en función del tiempo y su respectiva FFT para uno de los casos simulados presentados en la tabla. Se observa la variación de las vibraciones en el CGI al modificar la rigidez de la ménsula del CGS. Se destaca un incremento significativo en las vibraciones a medida que disminuye la rigidez de la ménsula, lo que resalta la importancia de mantener condiciones estructurales adecuadas, como los torques de fijación, para preservar la rigidez estructural de las ménsulas.

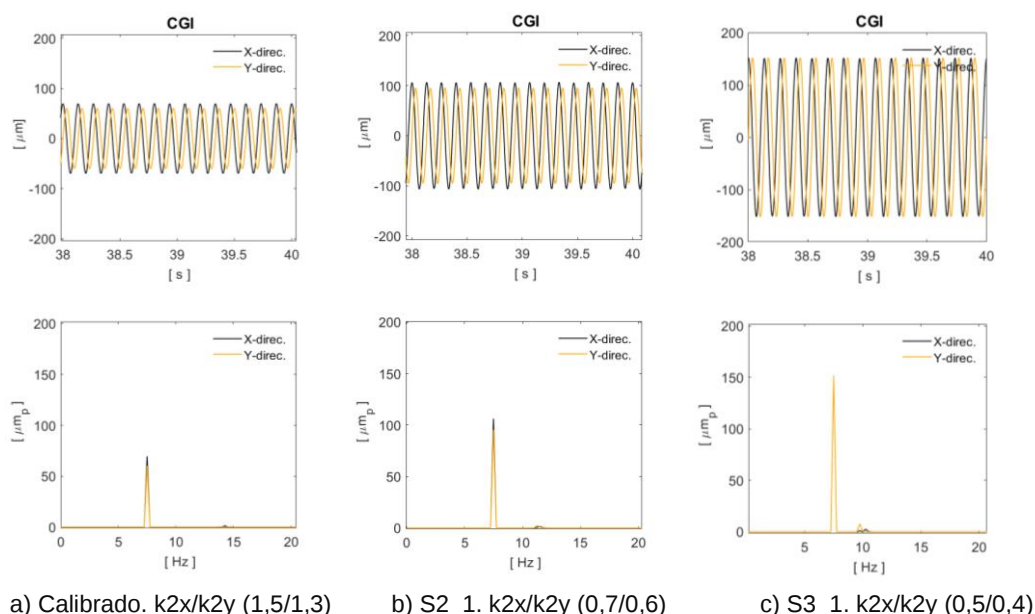


Figura 5.23. Efectos en el CGI de variación de la rigidez de la ménsula del CGS del GHH de la CHAA

5.5.4. Efecto de la rigidez de la película de aceite

En las simulaciones relacionadas se observa que la variación de la rigidez de la película de aceite tiene un impacto diferente según el cojinete afectado. En el caso del CGS, su variación influye principalmente en las vibraciones de este cojinete y en menor medida en

el CGI. Sin embargo, para el CGI, tiene una fuerte influencia en todos los cojinetes y sobre la velocidad crítica, lo que indica que una pérdida de rigidez en este cojinete, combinada con una sobrevelocidad, podría generar condiciones críticas para el GGH (tabla 5.13).

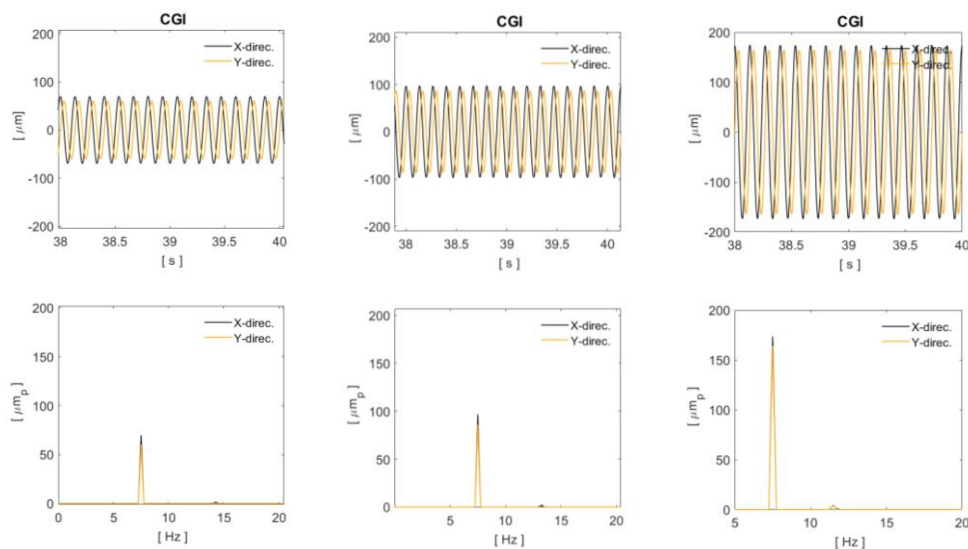
Tabla 5.13. Variación de vibraciones en función de la variación de la rigidez de la película de aceite

Variación de la rigidez de la película de aceite del CGS								
Simulación	k_{1xx}/k_{1yy}	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
	GN/m	μm	μm	μm	μm	μm	μm	rpm
Calibrado	8,84/5,12	4	6	69	61	8	5	850
S1_3	5,89/3,41	6	9	70	62	8	5	844
S2_3	3,93/2,28	9	14	71	64	8	5	832
S3_3	2,62/1,52	13	21	73	66	7	5	814

Variación de la rigidez de la película de aceite del CGI								
Simulación	k_{3xx}/k_{3yy}	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
	GN/m	μm	μm	μm	μm	μm	μm	rpm
Calibrado	0,69/0,89	4	6	69	61	8	5	850
S1_4	0,46/0,59	4	7	97	86	10	7	786
S2_4	0,31/0,40	5	8	126	119	14	10	732
S3_4	0,20/0,26	6	10	174	164	19	13	680

Variación de la rigidez de la película de aceite del CGT								
Simulación	k_{5xx}/k_{5yy}	CGS_{RX}	CGS_{RY}	CGI_{RX}	CGI_{RY}	CGT_{RX}	CGT_{RY}	Vel. Crítica
	GN/m	μm	μm	μm	μm	μm	μm	rpm
Calibrado	2,00/2,60	4	6	69	61	8	5	850
S1_5	1,34/1,73	4	6	70	61	11	7	848
S2_5	0,89/1,16	4	6	71	62	16	11	845
S3_5	0,60/0,77	4	6	73	63	23	15	840

La figura 5.24 muestra la variación de las vibraciones en el CGI al cambiar la rigidez del aceite. Se destaca un incremento significativo en las vibraciones a medida que disminuye la rigidez de la película de aceite.



a) Calibrado. k_{3xx}/k_{3yy} (0,69/0,89) b) S1_4. k_{3xx}/k_{3yy} (0,46/0,59) c) S3_4. k_{3xx}/k_{3yy} (0,20/0,26)
 Figura 5.24. Efectos en el CGI al variar la rigidez de la película de aceite del CGI del GGH de la CHAA

6. CONCLUSIONES

El modelo matemático desarrollado, integrando mediciones experimentales, modelado y análisis estructural, permitió evaluar el comportamiento dinámico de los GGHs de la CHAA. Esta herramienta facilita la predicción de la respuesta vibracional bajo distintas condiciones operativas, identificando fenómenos de resonancia y otras variaciones que podrían comprometer el desempeño del equipo, como desbalanceo, pérdida de apriete en las ménsulas o cambios en la rigidez del aceite. Gracias a este modelo, se mejora el diagnóstico estructural de los GGHs, contribuyendo a la detección temprana de fallas y fortaleciendo la confiabilidad operativa de la central.

El análisis de las ménsulas y cojinetes evidenció que el torque aplicado a los pernos y una distribución desigual de las fuerzas de montaje afectan negativamente la rigidez estructural del GGH, amplificando sus vibraciones. Estos resultados destacan la necesidad de aplicar procedimientos de mantenimiento estandarizados que aseguren una distribución homogénea de las cargas, optimizando la rigidez y el rendimiento del sistema.

Este estudio constituye un aporte relevante al análisis dinámico de los GGHs, destacando entre sus principales hallazgos la influencia del *runout* en las mediciones de vibración y la necesidad de identificarlo para implementar planes efectivos para mejorar el desempeño de los GGHs.

7. RECOMENDACIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Con base en los hallazgos obtenidos y las limitaciones identificadas en el presente estudio, se proponen las siguientes recomendaciones y trabajos futuros para mejorar la gestión de los GGHs en la CHAA.

1. Estudiar teórica y experimentalmente la rigidez magnética del generador, por ejemplo, medir con y sin excitación y utilizar el modelo para validación de los resultados experimentales.
2. Desarrollar modelos dinámicos para transitorios como rechazos de carga, embalamiento, calentamiento de los cojinetes, etc, para ampliar el conocimiento sobre el desempeño del grupo generador.
3. Desarrollar estudios para mejorar la determinación de rigidez y el amortiguamiento de la película de aceite.
4. Desarrollar estudios de análisis de las interacciones fluido-estructura para incorporar los efectos del flujo del agua en el rodete y su interacción con los componentes mecánicos para identificar posibles fuentes de excitación adicionales que no fueron consideradas en el presente estudio.
5. Desarrollar gemelos digitales.

8. REFERENCIAS

- Analizar. (2020). *Informe técnico: Medición de vibraciones de la Central Hidroeléctrica de Alto Anchicayá*.
- Andritz Hydro Inepar. (2014). *Central Hidráulica Alto Anchicayá. Unidad III. Fijación de la ménsula superior. Plano GDC530520*.
- Andritz Hydro Inepar. (2016). *Central Hidráulica Alto Anchicayá - Unidad III. Fijación de la ménsula inferior. Plano GGD530410*.
- Aroira, C. (2024). *El desastre en la represa Sayano Shushenskaya*. <https://www.dmc.pt/es/o-desastre-na-barragem-de-sayano-shushenskaya/>
- Atanasovska, I., Jelić, M., Mitrović, R., & Momčilović, D. (2013). *The Influence of Corrosion on Stress Concentration Factor at Shaft to Flange Radius* (pp. 657–666). https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_53
- Balachandran, B., & Magrab, E. B. (2009). *Vibrations* (2a ed.). Cengage Learning.
- Betti, A., Crisostomi, E., Paolinelli, G., Piazzzi, A., Ruffini, F., & Tucci, M. (2019). Condition monitoring and early diagnostics methodologies for hydropower plants. *arXiv preprint arXiv, 1911.06242*. <https://doi.org/https://doi.org/10.48550/arXiv.1911.06242>
- Brito Júnior, G. C. (2017). *Análise Dinâmica de Mancais Radiais para suporte ao Monitoramento da Saúde Estrutural de Hidrogeradores de Grande Porte* [Tesis de doctorado]. Universidad Federal do Paraná UFPR.
- Brito Junior, G. C., Machado, R. D., & Chaves Neto, A. (2017). Using Simplified Models to Assist Fault Detection and Diagnosis in Large Hydrogenerators. *International Journal of Rotating Machinery, 2017*, 1–18. <https://doi.org/10.1155/2017/9258456>
- Brito Junior, G. C., Machado, R. D., Chaves Neto, A., & Martini, M. F. (2017). Experimental Aspects in the Vibration-Based Condition Monitoring of Large Hydrogenerators. *International Journal of Rotating Machinery, 2017*, 1–14. <https://doi.org/10.1155/2017/1805051>
- Bulloch, J. H., & Callagy, A. G. (2010). A detailed integrity assessment of a 25MW hydro-electric power station penstock. *Engineering Failure Analysis, 17*(2), 387–393. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2009.08.014>
- Bureau of Reclamation Technical Service Center Mechanical Equipment Group. (2016). *FIST 2-1, Alignment of Vertical Shaft Hydro Units*.
- Cardinali, R. (1992). *Modelagem e aplicações em diagnose de máquinas rotativas verticais*. [Tesis de doctorado]. Universidade Estadual de Campinas.
- Casanova Garcia, G. F., Cardona Gutierrez, A. F., & Mantilla Viveros, C. A. (2020). Structural component fatigue analysis of a hydrogenerator rotor. *DYNA, 87*(214), 155–164. <https://doi.org/10.15446/dyna.v87n214.84678>
- De Armar, R., Macías, D., & Bernal, R. (2016). La teoría de los conjuntos t aplicada al desarrollo de la competencia de modelado matemático. *Revista Científica. Universidad Central de Bogotá, 24*, 133–143.
- Dorji, U., & Ghomashchi, R. (2014). Hydro turbine failure mechanisms: An overview. *Engineering Failure Analysis, 44*, 136–147. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.04.013>

- Dreher, N. R. (2022). *Emprego de Técnicas de Aprendizado de Máquina para o monitoramento de Sistemas Rotativos via Análise Modal Operacional* [Tesis de pregrado en ingeniería mecánica]. Universidade estadual de campinas.
- Duparchy, F., Brammer, J., Thibaud, M., Favrel, A., Lowys, P. Y., & Avellan, F. (2017). Mechanical impact of dynamic phenomena in Francis turbines at off design conditions. *Journal of Physics: Conference Series*, 813, 012035. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/813/1/012035>
- Egusquiza, E., Valero, C., Estévez, A., Guardo, A., & Coussirat, M. (2011). Failures due to ingested bodies in hydraulic turbines. *Engineering Failure Analysis*, 18(1), 464–473. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.09.039>
- Egusquiza Estévez, E., Nascimento, L. de P. do, Valero Ferrando, M. del C., & Jou Santacreu, E. (1994). El Diagnóstico de daños en grupos hidroeléctricos mediante el análisis de vibraciones. *Ingeniería del agua*, 1(3). <https://doi.org/10.4995/ia.1994.2645>
- España Barreiro, A. (2024). *Modelo para el cálculo de la eficiencia de la unidad de generación en centrales hidroeléctricas* [Tesis de Maestría]. Universidad de los Andes.
- Estevez, L. A. (2022). Challenges and best practices integrating the use of technologies with people. *AMEST Industry Day Bogotá*.
- FARRAR, C. R.; WORDEN, K. (2007). **An introduction to structural health monitoring**. Philosophical Transactions of The Royal Society. London: The Royal Society. 2007.
- Favrel, A., Gomes Pereira Junior, J., Landry, C., Alligné, S., Andolfatto, L., Nicolet, C., & Avellan, F. (2020). Prediction of hydro-acoustic resonances in hydropower plants by a new approach based on the concept of swirl number. *Journal of Hydraulic Research*, 58(1), 87–104. <https://doi.org/10.1080/00221686.2018.1555556>
- Favrel, A., Pereira Junior, J. G., Landry, C., Alligné, S., Nicolet, C., & Avellan, F. (2019). Reduced scale model testing for prediction of eigenfrequencies and hydro-acoustic resonances in hydropower plants operating in off-design conditions. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 240, 022022. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/240/2/022022>
- Frunzăverde, D., Muntean, S., Mărginean, G., Câmpian, V., Marşavina, L., Terzi, R., & Şerban, V. (2010). Failure analysis of a Francis turbine runner. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 12, 012115. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012115>
- Gagnon, M., Tahan, S. A., & Coutu, A. (2009). Uncertainty in Operational Modal Analysis of Hydraulic Turbine Components. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2(4), 278–285.
- Genta, G. (2005). *Dynamics of Rotating Systems*. Springer.
- Georgievskaia, E. (2019). Hydraulic turbines lifetime in terms of fracture mechanics. *Engineering Failure Analysis*, 105, 1296–1305. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.08.003>
- Georgievskaia, E. (2020). Predictive analytics as a way to smart maintenance of hydraulic turbines. *Procedia Structural Integrity*, 28, 836–842. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2020.10.098>
- Georgievskaia, E. (2021). Analytical system for predicting cracks in hydraulic turbines. *Engineering Failure Analysis*, 127, 105489. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105489>
- Gustavsson, R. (2008). *Rotor dynamical modelling and analysis of hydropower units*. [Tesis de doctorado]. Lulea University of Technology.

- Huang, X., Chamberland-Lauzon, J., Oram, C., Klopfer, A., & Ruchonnet, N. (2014). Fatigue analyses of the prototype Francis runners based on site measurements and simulations. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 22(1), 012014. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/1/012014>
- Hyngal S.L. (2019). *Informe técnico: Ensayo de determinación de las prestaciones hidráulicas de la turbina de la Unidad No. 2 de la Central Hidroeléctrica de Alto Anchicayá por el método Índice Relativo de Winter-Kennedy. Ensayo posterior al "Overhaul"*.
- IEEE 810. (1987). IEEE Standard for Hydraulic Turbine and Generator Integrally Forged Shaft Couplings and Shaft Runout Tolerances. En *IEEE Standards Association*.
- Isermann, R. (1993). Fault diagnosis of machines via parameter estimation and knowledge processing—Tutorial paper. *Automatica*, 29(4), 815–835. [https://doi.org/10.1016/0005-1098\(93\)90088-B](https://doi.org/10.1016/0005-1098(93)90088-B)
- ISO 21940-11 (2016). Mechanical vibration — Rotor balancing. Part 11: Procedures and tolerances for rotors with rigid behaviour
- ISO 20816-5. (2018). *Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pump-storage plants*.
- Kim, H.-C., Kim, M.-H., & Choe, D.-E. (2019). Structural health monitoring of towers and blades for floating offshore wind turbines using operational modal analysis and modal properties with numerical-sensor signals. *Ocean Engineering*, 188, 106226. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2019.106226>
- Liu, X., Luo, Y., & Wang, Z. (2016). A review on fatigue damage mechanism in hydro turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1–14. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.025>
- Locquenghien, F. von, Leibing, B., & Greck, A. (2019). Operation Cycle Concept for the fatigue life prediction of Francis runners. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 405(1), 012008. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/405/1/012008>
- Luna-Ramírez, A., Campos-Amezcu, A., Dorantes-Gómez, O., Mazur-Czerwicz, Z., & Muñoz-Quezada, R. (2016). Failure analysis of runner blades in a Francis hydraulic turbine — Case study. *Engineering Failure Analysis*, 59, 314–325. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.10.020>
- Mantilla Villalobos, M. A., Duarte Gualdrón, C. A., Petit Suarez, J. F., & Ordoñez Plata, G. (2009). Errores en la estimación de armónicos utilizando la Transformada Discreta de Fourier. *Revista Gerencia Tecnológica Informática (GTI) Universidad Industrial de Santander*, 9(23), 99–110.
- Maricic, T., Haber, D., & Pejovic, S. (2007). Standardization as Prevention of Fatigue Cracking of Hydraulic Turbine-Generator Shaft. *2007 IEEE Canada Electrical Power Conference*, 103–110. <https://doi.org/10.1109/EPC.2007.4520314>
- Martini, V. (2019). *Detecção de defeitos em hidrogeradores através da análise modal operacional com método do domínio do tempo* [Tesis de pregrado en ingeniería mecánica]. Universidade estadual do oeste do Paraná.
- Milovanović, N., Sedmak, A., Arsic, M., Sedmak, S. A., & Božić, Ž. (2020). Structural integrity and life assessment of rotating equipment. *Engineering Failure Analysis*, 113, 104561. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104561>

- Momčilović, D., Odanović, Z., Mitrović, R., Atanasovska, I., & Vuherer, T. (2012). Failure analysis of hydraulic turbine shaft. *Engineering Failure Analysis*, 20, 54–66. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2011.10.006>
- Nässelqvist, M., Gustavsson, R., & Aidanpaa, J.-O. (2008). Case study of resonance phenomena in a vertical hidropower unit. *The 12th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawai, 2008*(20055), 17–22.
- Negoita, O., Chivu, O., Babis, C., Dimitrescu, A., Dascalu, L., Niculae, E., Iacobescu, G., Semenescu, A., & Purcarea, A. (2019). Considerations on damage to bulb turbine shafts from iron Gates II. *Journal of Research and Innovation for Sustainable Society*, 1(1), 67–72. <https://doi.org/10.33727/JRISS.2019.1.9:67-72>
- Pioro, I., & Duffey, R. (2019). Current status of electricity generation in the world and future of nuclear power industry. En *Managing Global Warming* (pp. 67–114). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814104-5.00003-X>
- Rao, Singiresu S. *Vibraciones Mecánicas*. 5ª ed., Pearson, 2012, pp. 144-145.
- Rodríguez, E. E., & Gesnouin, G. A. (2007). Effective mass of an oscillating spring. *The Physics Teacher*, 45(2), 100-103. <https://doi.org/10.1119/1.2432087>
- Saeed, R. (2017). Analysis of Fatigue Failure of Francis Turbine Runner at Derbendikhan Hydropower Station. *SULAIMANI JOURNAL FOR ENGINEERING SCIENCES*, 4(4), 7–13. <https://doi.org/10.17656/sjes.10042>
- Savin, O., Baroth, J., Badina, C., Charbonnier, S., & Bérenguer, C. (2021). Damage due to start-stop cycles of turbine runners under high-cycle fatigue. *International Journal of Fatigue*, 153, 106458. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106458>
- Serway, R. A., & Jewett, J. W. (2004). *Physics for Scientist and Engineers*. Thompson Brooks/Cole.
- Song, G.; Huang, X.; Li, H.; Wang, Z.; Wang, D. Impact of Installation Deviations on the Dynamic Characteristics of the Shaft System for 1 Gigawatt Hydro-Generator Unit. *Machines* **2024**, 12, 473. <https://doi.org/10.3390/machines12070473>
- Someya, T. (1989). *Journal-Bearing Databook*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Trivedi, C., Gandhi, B., & Michel, C. J. (2013). Effect of transients on Francis turbine runner life: a review. *Journal of Hydraulic Research*, 51(2), 121–132. <https://doi.org/10.1080/00221686.2012.732971>
- Unterluggauer, J., Doujak, E., & Bauer, C. (2019). Numerical Fatigue Analysis of a Prototype Francis Turbine Runner in Low-Load Operation. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 4(3), 21. <https://doi.org/10.3390/ijtp4030021>
- Vladislavlev, L. A. (1979). *Vibration of hydro units in hydroelectric power plants*. American Publishing Company.
- XM. (2022, abril 1). Generación del SIN: XM Sumando Energías. <https://informeanual.xm.com.co/informe/pages/xm/21-generacion-del-sin.html>.
- Egusquiza Estévez, E., Paula Nascimento, L., Valero Ferrando, C., & Jou Santacreu, E. (1994). El Diagnóstico de daños en grupos hidroeléctricos mediante el análisis de vibraciones. *Ingeniería Del Agua*, 1(3), 69–80. <https://doi.org/10.4995/ia.1994.2645>

9. APENDICE

9.1. Rigidez de las ménsulas

El análisis estructural para el cálculo de la rigidez de las ménsulas se realizó mediante la metodología CAE (Computer Aided Engineering), empleando el Método de Elementos Finitos (MEF) con el software ANSYS, dada las condiciones y repuestas esperadas se empleó el módulo “Estatic Estructural” del software. El flujo de trabajo fue el mostrado en la figura 9.1.

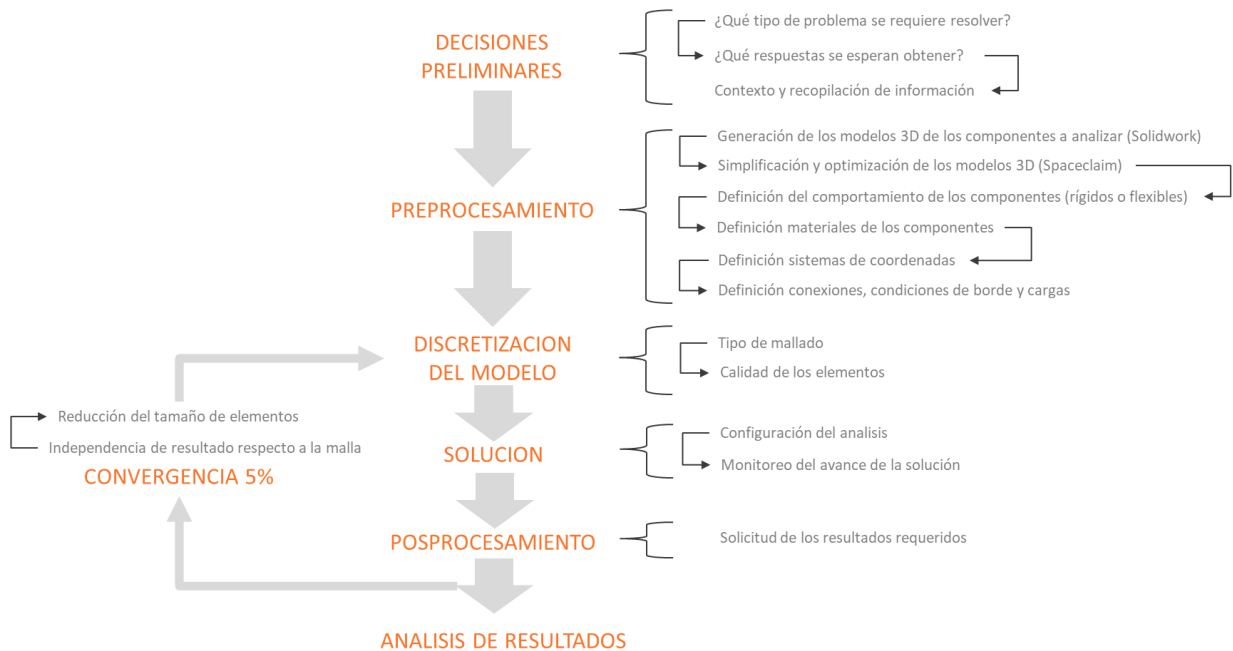


Figura 9.1. Diagrama de flujo del análisis estructural

El problema por resolver es estático, del cual se obtienen las deformaciones de la estructura en dos direcciones ortogonales entre ellas y con estos valores se calculó la rigidez en cada dirección respectivamente.

La rigidez en diferentes direcciones del cojinete (ménsulas y segmentos del cojinete) se obtuvo aplicando una carga en cada dirección respectivamente y relacionando el valor de deformación obtenido en la misma dirección de la carga aplicada, utilizando:

$$R_{xx} = \frac{F_{xx}}{e_{xx}} \quad \text{Ecuación 9-1}$$

donde:

xx representa el eje donde se aplica la fuerza

R es la rigidez

F la fuerza aplica

e la deformación

Se utilizó inicialmente el software SolidWorks, con el que se elaboraron los modelos 3D con total detalle, de acuerdo con los planos suministrados por el fabricante (Andritz Hydro Inepar, 2014, 2016). Posterior al desarrollo de los modelos 3D a detalle, se realizó la limpieza y optimización de estos mediante el software SpaceClaim (eliminación de geometrías innecesarias, corrección de errores en geometrías, unificación de componentes, preparación

para la malla, verificación de dimensiones y escalas) con lo que se garantiza que el análisis sea más efectivo y fiable.

Con el objetivo de determinar la deformación o el desplazamiento de los sólidos, se considera que estos tienen un comportamiento flexible y se define su material, las conexiones entre los diferentes componentes y las condiciones de contorno. Las cargas aplicadas se asignaron de manera que se asemejen lo más posible a la realidad, utilizando las herramientas disponibles en el software.

Para calcular la rigidez de las ménsulas, primero se evalúa la rigidez de los soportes de manera independiente, posteriormente, los resultados obtenidos se incorporan al análisis de la ménsula completa, lo que facilita el procesamiento y reduce la carga computacional del software.

9.2. Rigidez de los soportes de las ménsulas

9.2.1. Rigidez de los soportes de la ménsula CGS

La ménsula superior se fija mediante dos pernos por cada soporte (8 soportes en total), ajustados a una pretensión definida y un pin guía, como se muestra en la figura 9.2.

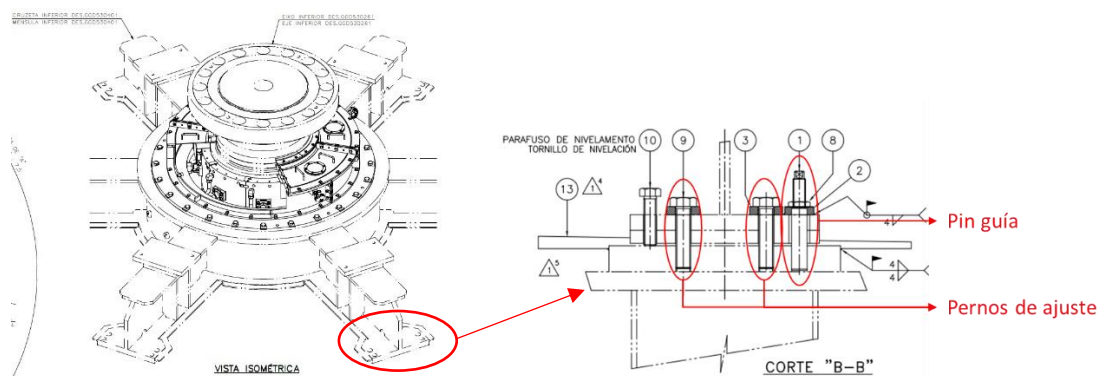


Figura 9.2. Fijación ménsula CGS
Fuente: (Andritz Hydro Inepar, 2014)

9.2.2. Modelo con pernos para los soportes de las ménsula del CGS

Con el fin de simplificar el modelo, para obtener un mejor rendimiento y precisión, se simula la fijación de un soporte con la configuración mostrada en la figura 9.3, se aplican cargas en dos direcciones ortogonales entre ellas, se obtiene el desplazamiento en cada dirección y con este se calcula la rigidez de la fijación, esta rigidez se emplea posteriormente para el cálculo de la rigidez equivalente de un soporte simplificado empleando una conexión tipo "Bushing, que permita una simulación con mejor rendimiento y precisión cuando se halle la rigidez radial de la ménsula.

Se crearon los modelos 3D de las zonas de los soportes en contacto y el pin guía, empleando el software Spaceclaim, como se muestra en la figura 9.3 y se asigna el material “Structural Steel”, cuyas propiedades de este se muestran en la tabla 9.1.

Se configuran tres tipos de conexiones entre componentes, se emplea “Frictional”, para la conexión entre placas y se asigna un valor de 0.7 al coeficiente de fricción entre estas, este valor fue tomado de (Serway & Jewett, 2004). Para el contacto entre el pin guía y las placas se emplea la conexión “Frictionless”, conexión sin fricción entre componentes ya que este únicamente impide el desplazamiento radial y no la rotación con respecto a él. Finalmente, “Beam”, para simular los pernos que unen las placas.

La placa inferior se fija en la cara inferior para evitar desplazamiento de esta, para simular su adherencia y anclajes al hormigón se aplica la condición “Fixed support”, el pin guía se condiciona a no tener desplazamientos radiales ni tangenciales, únicamente podrá tener desplazamientos axiales.

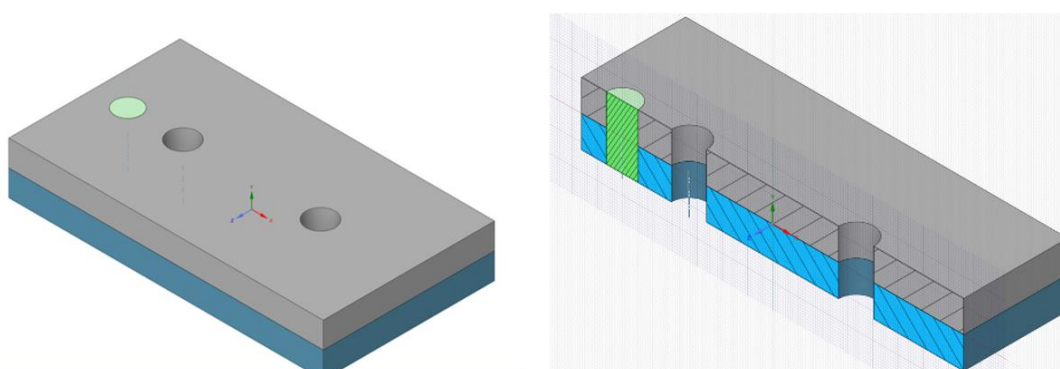


Figura 9.3. Fijación ménsula CGS en el modelo 3D

Tabla 9.1. Propiedades mecánicas para material acero estructural de placas y tornillos

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7850	kg/m ³
Módulo de Young	200.000	MPa
Relación de Poisson	0,3	
Modulo Bulk	166.670	MPa
Modulo a cortante	76.923	MPa
Coefficiente isotrópico de expansión térmica	1.2e-5	1/°C
Limite ultimo de compresión	0	MPa
Limite elástico de compresión	250	MPa
Propiedad Tornillos		
Grado	10.9	
Diámetro Nominal	36	mm
Área tensión	817	mm ²
Diámetro medio	33,402	mm
Diámetro interior	31,093	mm
Coefficiente fricción	0,1	
Paso de rosca	4	mm
Esfuerzo máximo permitido	830	MPa
Pretensión max perm	678.110	N

Se aplica una pretensión de 678,11 kN (295 kgf·m) a los pernos, equivalente al torque máximo permitido según las propiedades mecánicas de los mismos, en la configuración de "Analysis settings", se establecen dos pasos: en el primer paso se aplica la pretensión de los pernos y en el segundo paso se aplica la carga sobre las placas, manteniendo la pretensión aplicada en los pernos.

A continuación, se realizan dos análisis para calcular la rigidez en cada dirección ortogonal entre sí, aplicando una fuerza de 1000 kN, como se muestra en la figura 9.4.

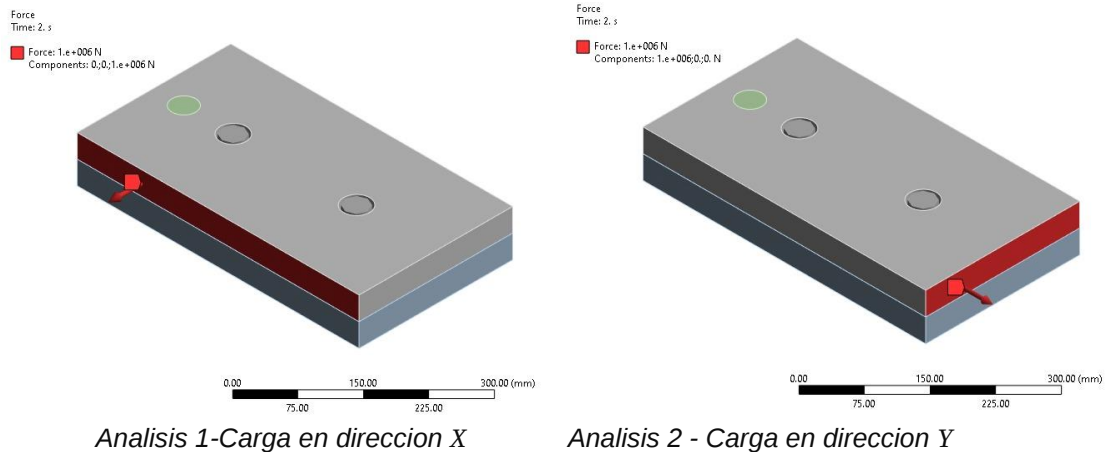


Figura 9.4. Cargas aplicadas soporte ménsula CGS

Se realiza un mallado por defecto y se corre la simulación, validando que esta converge, se configura nuevamente el mallado para obtener un mejor resultado, se realizan varias simulaciones con diferentes tamaños de elementos y numero de nodos, hasta obtener la convergencia de mallado en 16910 nodos; los resultados de la convergencia de mallado se muestran en la tabla 9.2. Las rigideces son diferentes por la configuración del soporte de la ménsula la cual geométricamente no es semejante en ambas direcciones.

Tabla 9.2. Resultados de análisis de convergencia soportes ménsula CGS.

Numero nodos	Malla	Calidad	Desp Y	Rigidez Y	Desp X	Rigidez X
	[mm]		[mm]	[N/mm]	[mm]	[N/mm]
3368	36	0,77	0,368	2.717.391	0,396	2.525.253
4084	30	0,86	0,323	3.095.975	0,357	2.801.120
5900	24	0,91	0,388	2.577.320	0,234	4.273.504
6346	21	0,94	0,336	2.976.190	0,221	4.524.887
12100	18	0,88	0,28	3.571.429	0,271	3.690.037
16910	15	0,94	0,339	2.949.853	0,212	4.716.981
33243	12	0,94	0,334	2.994.012	0,21	4.761.905
68002	9	0,96	0,31	3.225.806	0,202	4.950.495

Una vez alcanzada la convergencia del mallado, se realizan simulaciones para diferentes torques de pretensión de los pernos con el objetivo de analizar la variación del desplazamiento en función de dicha pretensión, se evalúan cuatro niveles de pretensión: la máxima (E1), la aplicada por el equipo de mantenimiento de la CHAA (E2), la recomendada por el fabricante (E3) y la mitad de la recomendada por el fabricante (E4). Los resultados mostraron que la rigidez en la dirección Y experimenta una disminución de hasta un 90% con la reducción de la pretensión, mientras que en la dirección X la rigidez disminuye hasta un

64%, esta diferencia se debe a la geometría del soporte, los resultados detallados se presentan en la tabla 9.3, donde "Rigidez X" y "Rigidez Y" corresponden a las rigideces equivalentes de los soportes de la ménsula superior para los distintos torques aplicados. Cabe destacar que en los informes del fabricante no se incluye el cálculo de la rigidez de los soportes de las ménsulas, sino que se reporta directamente la rigidez de las ménsulas completas.

Tabla 9.3. Rigidez en soportes ménsula CGS a diferentes torques aplicados a los pernos

Escenario	Torque [kgf-m]	Pretensión [kN]	Nodos	Malla	Calidad malla	Rigidez Y [kN/mm]	Rigidez X [kN/mm]	Desplazamiento Y [mm]	Desplazamiento X [mm]
E1	295	678	16910	15	0,94	3.089	5.385	0,34	0,21
E2	90	207	16910	15	0,94	368	2.598	2,73	0,41
E3	80	184	16910	15	0,94	346	2.514	2,90	0,43
E4	40	92	16910	15	0,94	289	2.239	3,47	0,47

En la figura 9.5 se muestran los resultados de desplazamiento en los ejes X e Y.

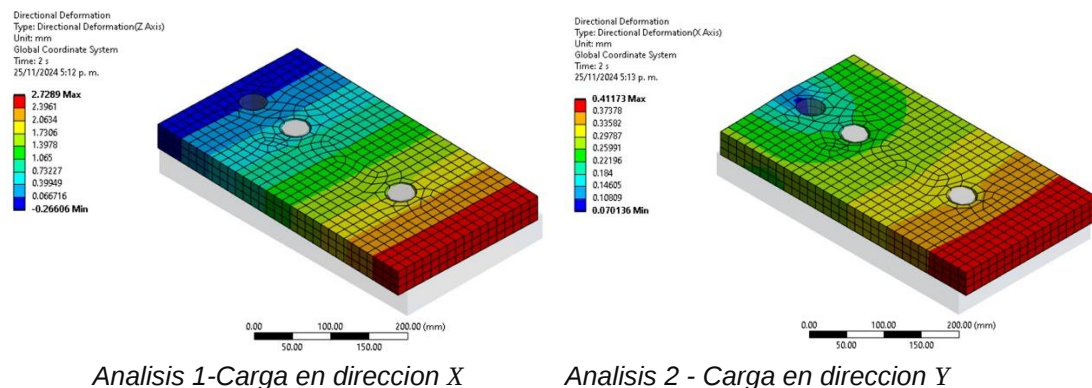


Figura 9.5. Resultados soporte ménsula superior con torque E2

9.2.3. Modelo simplificado de las fijaciones de la ménsula del CGS

Del modelo en la sección anterior se obtuvo la rigidez en dos direcciones ortogonales entre sí, para una carga aplicada en cada dirección respectivamente, teniendo en cuenta la fricción entre placas, la interacción del pin guía y el torque aplicado a los pernos. La rigidez obtenida del modelo anterior se empleará para obtener una rigidez equivalente para una placa de iguales dimensiones empleando la herramienta "Bushing", con esta simplificación no se requerirá modelar y parametrizar los pernos y su respectiva pretensión, pin guía ni placa inferior en el modelo general de las ménsulas, lo cual facilitará el cálculo de la rigidez de la ménsula sin perder precisión en los resultados.

Se crea el modelo 3D de las zonas de los soportes sin el pin guía y sin las perforaciones para los pernos, se configura la conexión "Bushing Body-Ground" inicialmente con los valores de rigidez obtenidos del anclaje con pernos y se realizan los análisis conservando todos los parámetros y configuraciones anteriores.

Con los resultados de desplazamiento obtenidos se calcula la rigidez para ambas direcciones y con el resultado de rigidez de la simulación con pernos se calcula un factor de corrección en la rigidez, se emplea este factor de corrección para calcular nuevamente la rigidez en ambas direcciones y se corre la simulación con estos nuevos valores; el objetivo

es obtener valores de desplazamiento iguales a los de la simulación con pernos, los valores de rigidez equivalentes obtenidos se emplearan para hallar la rigidez radial de la ménsula. Los resultados de las deformaciones se muestran en la tabla 9.4.

Tabla 9.4. Resultados simulación modelo con perno vs modelo simplificado del soporte ménsula CGS.

Escenario	Torque [kgf-m]	Pretensión [kN]	Con Pernos	Simplificado	Error	Con Pernos	Simplificado	Error
			Desplazamiento X [mm]	Desplazamiento X [mm]	Delta	Desplazamiento Y [mm]	Desplazamiento Y [mm]	Delta
E1	295	678	0,21	0,21	0,9%	0,34	0,34	0,3%
E2	90	207	0,41	0,41	0,2%	2,73	2,73	0,0%
E3	80	184	0,43	0,42	0,5%	2,90	2,90	0,0%
E4	40	92	0,47	0,46	0,2%	3,47	3,47	0,0%

9.2.4. Rigidez de los soportes de la ménsula CGI

La ménsula inferior se fija mediante dos pernos ajustados a una pretensión definida y un pin guía, por cada soporte (8 soportes en total), como se muestra en la figura 9.6.

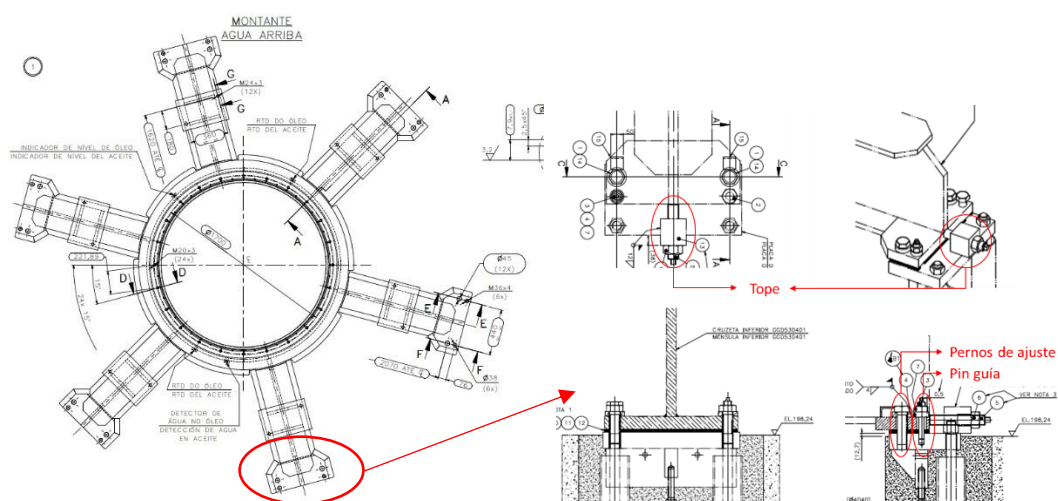


Figura 9.6. Fijación de ménsula CGI

Se sigue el mismo procedimiento empleado para el caso de los soportes de la ménsula inferior descrito en la sección anterior. Las propiedades mecánicas de las placas y el perno se muestran en la tabla 9.5.

Tabla 9.5. Propiedades mecánicas placas y tornillos fijación ménsula CGI.

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7850	kg/m ³
Módulo de Young	200	GPa
Relación de Poisson	0,3	
Modulo Bulk	166.670	MPa
Modulo a cortante	76.923	MPa
Coeficiente isotrópico de expansión térmica	1,2e-5	1/°C
Limite ultimo de compresión	0	MPa
Limite elástico de compresión	250	MPa

Propiedad Tornillos		
Grado	10.9	
Diámetro Nominal	30	mm
Área tensión	561	mm ²
Diámetro medio	27,742	mm
Diámetro interior	25,706	mm
Coeficiente fricción	0,1	
Paso de rosca	3,5	mm
Esfuerzo máximo permitido	830	MPa
Pretensión máxima permitida	465.630	N

Los resultados de rigidez equivalente en función del valor de pretensión se muestran en la tabla 9.6. En la tabla 9.7 se muestra la comparación entre el modelo con pernos y el modelo simplificado tipo bushing.

Tabla 9.6. Rigidez soportes ménsula CGI a diferentes torques aplicados a los pernos.

Escenario	Torque [kgf-m]	Pretensión [kN]	Nodos	Malla	Calidad malla	Rigidez X [kN/mm]	Rigidez Y [kN/mm]	Desplazamiento X [mm]	Desplazamiento Y [mm]
E1	169	465	30353	15	0,96	2.132	356	0,47	2,81
E2	76	209	30353	15	0,96	1.151	118	0,87	8,44
E3	50	137	30353	15	0,96	718	98	1,39	10,22
E4	25	69	30353	15	0,96	476	84	2,10	11,89

Tabla 9.7. Rigidez soportes ménsula CGI modelo perno vs modelo simplificado.

			Con Pernos	Simplificado	Error	Con Pernos	Simplificado	Error
Escenario	Torque [kgf-m]	Pretensión [kN]	Desplazamiento X [mm]	Desplazamiento X [mm]	Delta	Desplazamiento Y [mm]	Desplazamiento Y [mm]	Delta
E1	169	465	0,47	0,47	0,0%	2,81	2,81	0,0%
E2	76	209	0,87	0,87	0,0%	8,44	8,44	0,0%
E3	50	137	1,39	1,39	0,0%	10,22	10,22	0,0%
E4	25	69	2,1	2,1	0,0%	11,89	11,89	0,0%

9.3. Rigidez de los conjuntos ménsulas-cojinetes

9.3.1. Rigidez del conjunto ménsula CGS

De los análisis anteriores se obtuvo la rigidez equivalente a emplear en los soportes para la simulación del conjunto cojinete-ménsula, de ahora en adelante llamado ménsula, se realiza la simplificación y optimización del modelo 3D de la ménsula empleando el software "Spaceclaim". En "ANSYS Workbench" se crea el análisis estructural, se importa el sólido creado y se abre este en "ANSYS Mechanical", para hallar el desplazamiento o deformación máxima de los sólidos, se configura el comportamiento de rigidez de estos como flexible, se asigna el material "Structural Steel"; las propiedades de este se muestran en la tabla 9.1.

Se configuran las conexiones del sólido, para esto se emplea la conexión “Body-Ground Bushing” para fijar los soportes, se crea una conexión para cada soporte. Existen topes sobre los soportes que restringen el movimiento en dirección de los brazos, estos se simulan mediante la condición “Compresión only support”, se aplica una carga de 1000 kN en dirección X e Y por simulación respectivamente empleando la condición “Bearing load”. La carga axial de $2.1\text{E}6$ N (210 ton) aplicada en el cojinete de empuje, corresponde al peso propio de la parte giratoria del GGH y el efecto del empuje hidráulico de la turbina, las fuerzas producidas por la película de aceite no se consideran en el análisis estático. Se aplica la condición “Frictionless” entre el eje y el cojinete, como se muestra en las figuras 9.7 y 9.8.

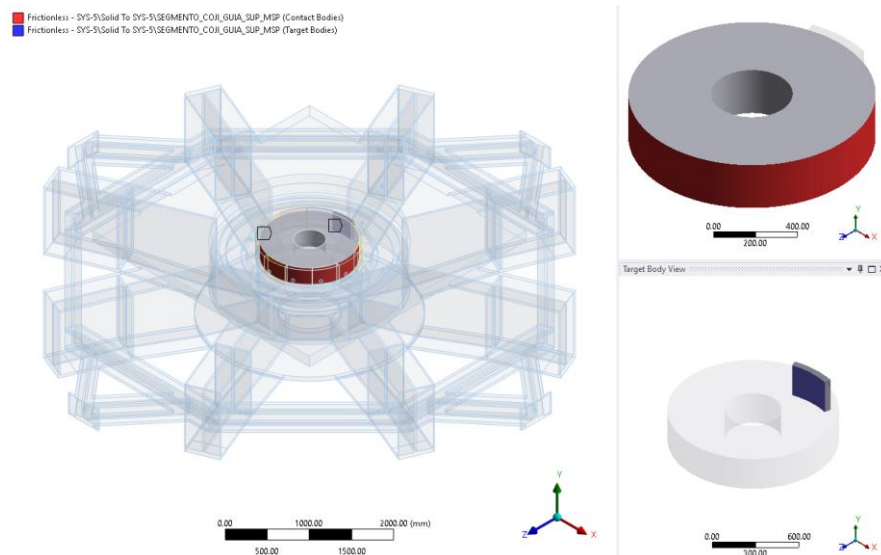


Figura 9.7. Conexión frictionless entre eje y cojinete

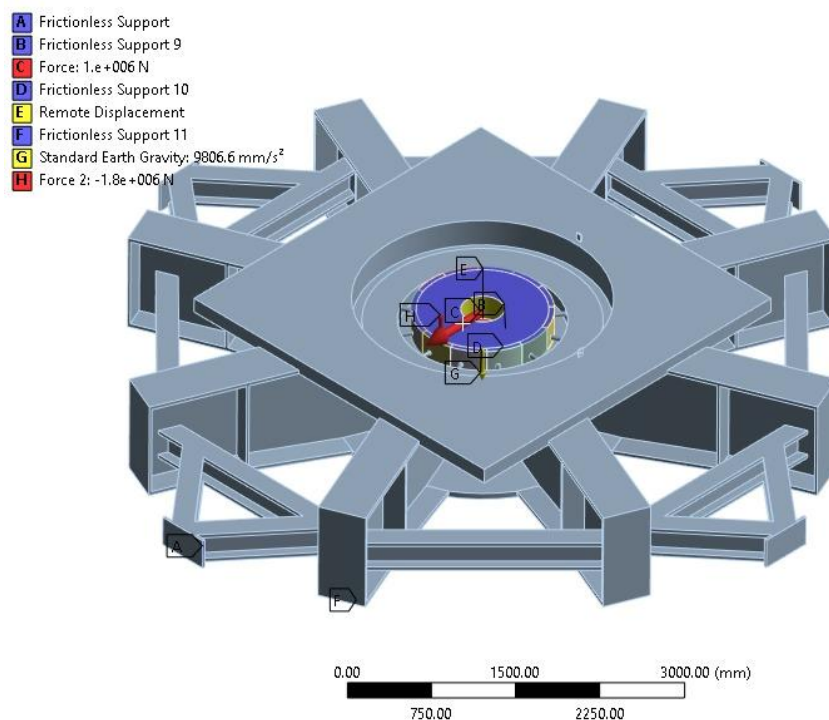


Figura 9.8. Condiciones de borde y aplicación de cargas en la ménsula superior

El análisis revela que las deformaciones se concentran principalmente en las zonas externas e intermedias, como lo indica la escala de colores, donde el rojo representa las regiones de mayor desplazamiento y el azul las zonas de menor deformación, a pesar de la aplicación de una carga considerable, la deformación máxima registrada es relativamente baja, lo cual sugiere una alta rigidez estructural.

Utilizando la Ecuación 9-1 y la deformación obtenida (figura 9.9) al aplicar una carga 1 GN, se obtiene una rigidez de 0,96 GN/m en la dirección X y 0,92 GN/m en la dirección Y, el fabricante en sus cálculos reporta una rigidez de 0,76 GN/m para ambas direcciones.

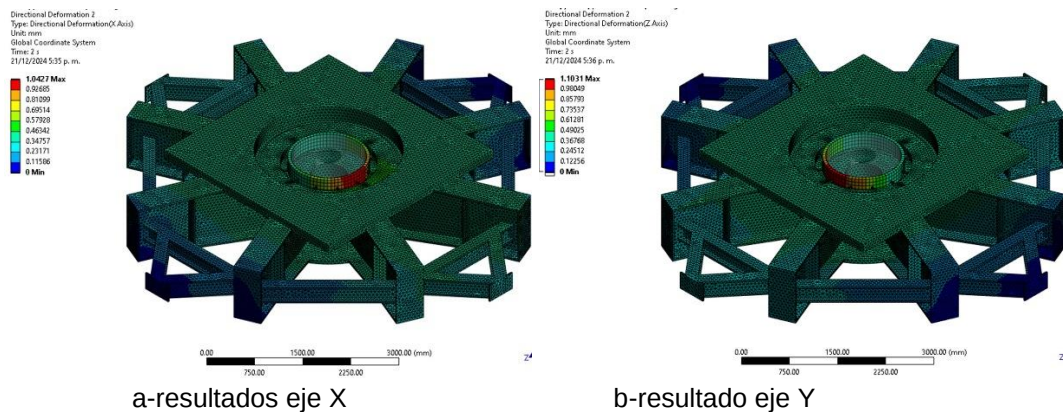


Figura 9.9. Resultados de deformación en la ménsula CGS

9.3.2. Conjunto ménsula CGI

Siguiendo un procedimiento similar al utilizado para el conjunto ménsula CGS, es posible determinar la rigidez del conjunto ménsula CGI, en la figura 9.10 se ilustran las condiciones de borde y restricciones, destacando la principal diferencia con el análisis de la ménsula CGS, en este caso, la ménsula CGI no soporta carga axial.

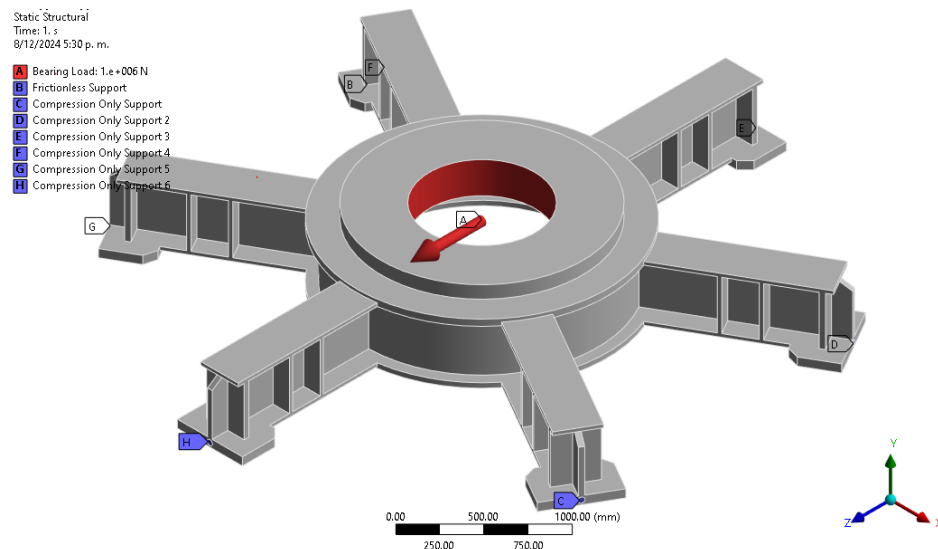
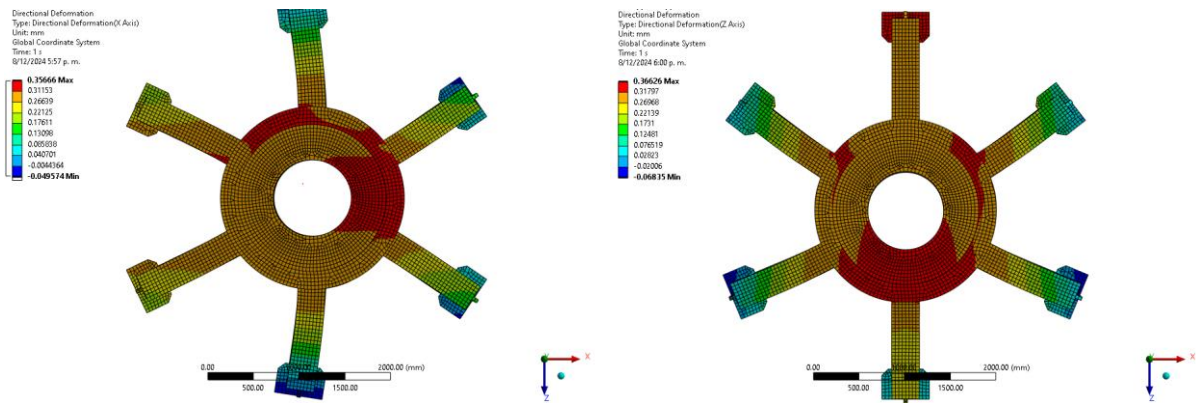


Figura 9.10. Condiciones de borde y restricciones ménsula CGI

Utilizando la Ecuación 9-1 y la deformación obtenida (figura 9.11) al aplicar una carga 1 GN se obtiene una rigidez de 2,80 GN/m en la dirección X y una rigidez de 2,73 GN/m en la dirección Y, el fabricante en sus cálculos reporta una rigidez de 1,37 GN/m.



Simulación 1, fuerza aplicada en X Simulacion1, fuerza aplicada en Y
 Figura 9.11. Resultados del conjunto cojinete más ménsula inferior

9.3.3. Rigidez en la mensual CGT

Usando un procedimiento similar a los empleados para las ménsulas de CGS y CGI, se determina la rigidez de la tapa (ménsula) del CGT, en la figura 9.12 se muestran las restricciones y condiciones de borde, en este caso por ser análisis estático los esfuerzos de los alabes directrices no fueron considerados, se realiza fijación de la tapa usando “Fixed Support”.

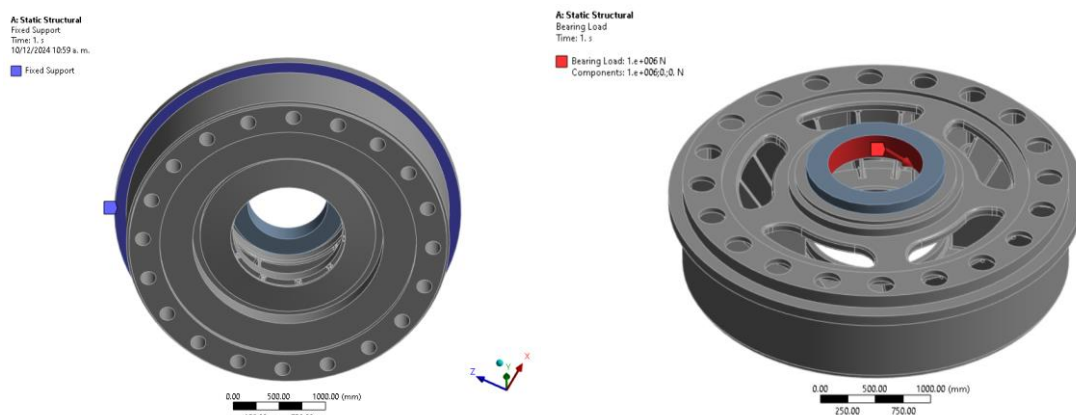


Figura 9.12. Condiciones de borde y cargas aplicadas en el CGT

En la figura 9.13 se muestra el mallado de la tapa del CGT

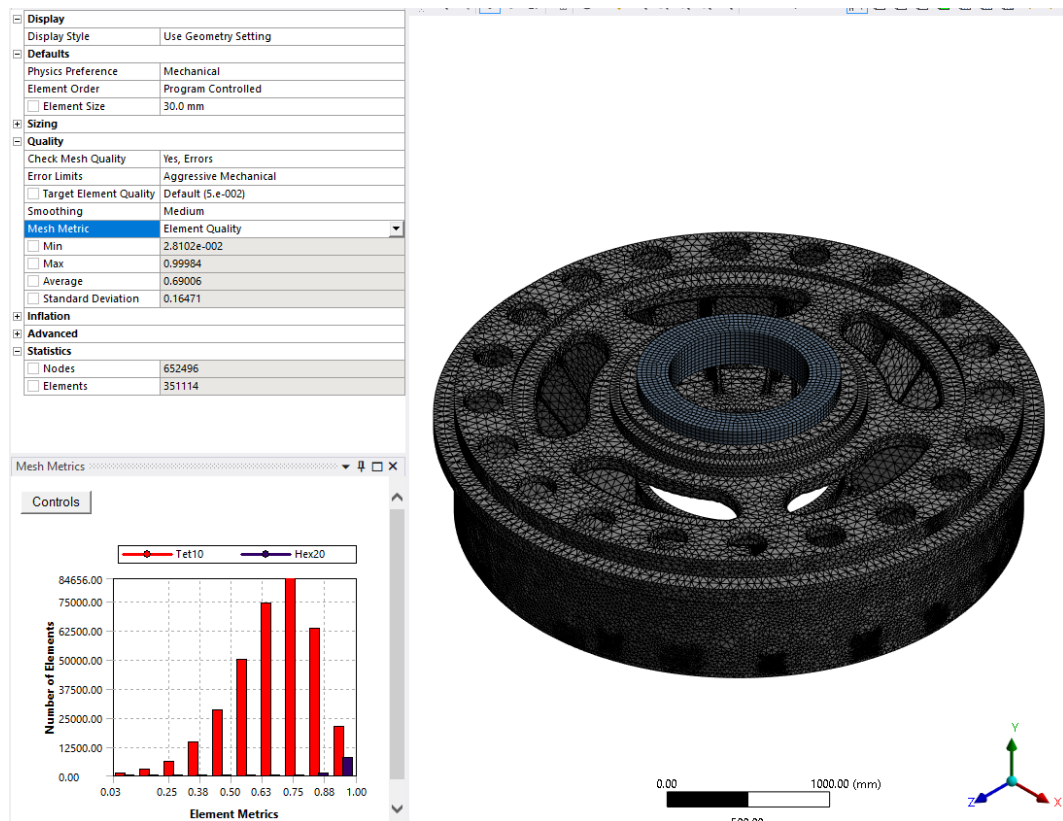


Figura 9.13. Mallado soporte CGT

En el análisis del CGT, se estudia el comportamiento del componente bajo condiciones de carga, la primera simulación muestra que la deformación en la dirección X se concentra en la parte interna y externa de la estructura, con una distribución similar a la de la ménsula superior, posteriormente, en la dirección Y , se observan resultados coherentes, con regiones críticas nuevamente localizadas en áreas internas y externas del cojinete.

Utilizando la Ecuación 9-1, y la deformación obtenida (figura 9.14) al aplicar una carga 1 GN se obtiene una rigidez de 5,80 GN/m en la dirección X e Y .

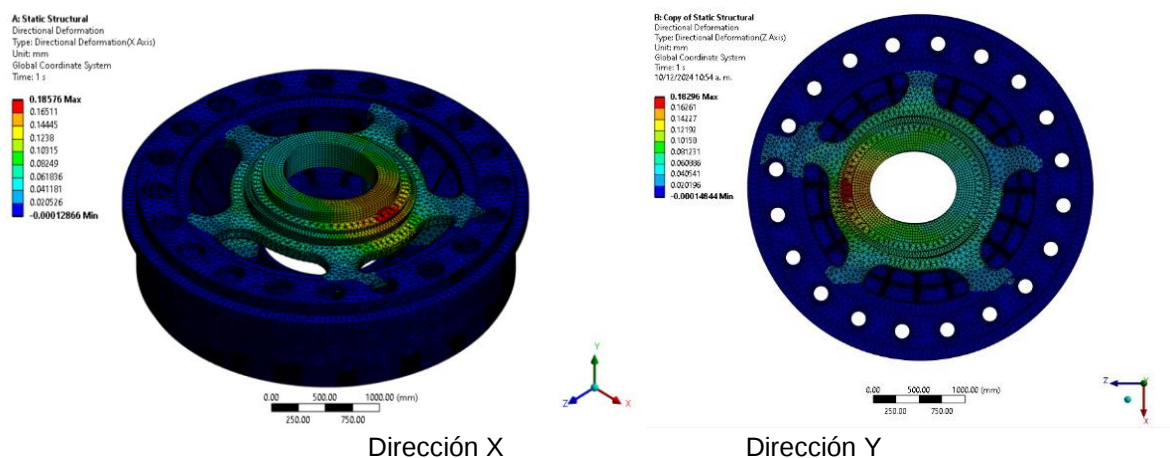


Figura 9.14. Rigidez en la dirección X e Y del CGT