UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

DEPARTAMENTO DE OBRAS CIVILES

ANÁLISIS TEÓRICO EXPERIMENTAL DE RESPUESTA ESTRUCTURAL EN BANCO DE PRUEBAS PARA ALTERNADORES DE CAMIONES MINEROS

Memoria de Título presentada por

Cristian Antonio Rosas Castillo

como requisito parcial para optar al título de

Ingeniero Civil

Profesor Guía
René Tobar Ramos

Diciembre 2016

A mis padres, Vilma y Antonio,

A mis hermanas Alejandra y Carolina.

A mi novia, Camila.

Agradecimientos

Primero que nada, dedico este trabajo a mi familia, por creer en mí y siempre demostrarme que podría dar más. Agradezco a mi padre por entregarme un modelo a seguir, a mi madre por ser la mejor madre que conozco, a mi hermana Ale por ser mi segunda madre y a la Caro, ser mi compañera de todo. También se lo dedico a mis sobrinos y mi cuñado, el cual fue un modelo a seguir como ingeniero y profesional.

Le dedico también este trabajo a mi novia Camila, no podría haber logrado esto sin ti.

Quiero también agradecer a los amigos que siempre estuvieron a mi lado durante este proceso, sin ellos no sería la persona que soy. Al grupo de estudio “pasta” y a los amigos que me acompañaron durante el inicio de la carrera. A mi amigo de la vida David y a mi mejor amigo de la universidad, Rodrigo.

Resumen

Se utilizó un programa de análisis dinámico con elementos finitos para modelar un banco de pruebas de alternadores de camiones mineros, incluyendo la fundación. El objetivo fue proponer modificaciones estructurales que disminuyeran los problemas de vibraciones que suelen ocurrir durante las pruebas de los alternadores. El modelo tuvo que ser validado a partir de ensayos realizados sobre la estructura.

Los alternadores de camiones mineros que son identificados con problemas en sus componentes, son enviados a una empresa de re-manufactura con el fin de ser probados en el banco. El problema es que para algunos alternadores durante las pruebas normales se inducen fuertes vibraciones, esto debido a que las frecuencias de operación del alternador coinciden con las frecuencias de resonancia del sistema alternador-motor eléctrico-estructura del banco. Mediante pruebas con un alternador GTA41 en desaceleración, desde una frecuencia de rotación sobre la normal de operación, se registró con acelerómetros tri-axiales para distintos puntos de la estructura, los movimientos del sistema hasta detenerse. Además, para corroborar los registros, se grabó con una cámara de alta velocidad fijada en el muro del taller. Finalmente se realizaron ensayos de impacto para encontrar las resonancias de los componentes por separado.

Los resultados de los ensayos corroboraron que el alternador incurre en resonancias durante las frecuencias de operación de la prueba, las que debido al bajo amortiguamiento de la estructura metálica, amplificaron las vibraciones registradas. Además, con los registros obtenidos durante la prueba con varios acelerómetros se detectaron movimientos del tipo cabeceo, balanceo y torsionales en torno al eje vertical. Finalmente se observó que todos los talleres que realizaron la prueba de desaceleración para el mismo tipo de alternador presentaron comportamientos algo diferentes.

Los resultados del análisis modal indicaron que las mejores soluciones para elevar las frecuencias del sistema era adicionar puntos de apoyo al conjunto alternador-motor eléctrico, bajar el centro de masas del sistema y rigidizar el chasís metálico. También se aumentó el espesor y se iteró con las dimensiones de la losa para encontrar la mejor respuesta del sistema frente a las frecuencias rotacionales.

Abstract

A dynamic analysis program with finite elements was used to model a test bench for mining truck alternators and the foundation. The aim was to propose structural modifications that would reduce the vibration problems that often occur during alternator testing. The model had to be validated with tests performed on the structure.

Alternators of mining trucks that are identified with problems in their components are sent to a re-manufacturing company in order to be tested on the bench. The problem is that some alternators during the normal tests induce strong vibrations because the operating frequencies of the alternator coincide with the resonance frequencies of the alternator/electric motor structure.

By testing a GTA41 alternator in deceleration, from a rotational frequency above the normal operating with tri-axial accelerometers at different points of the structure registering movement of the system until cessation. In addition, to corroborate the records, tests were recorded with a high speed camera fixed to the wall of the workshop. Finally, impact tests were performed to find resonances of the components separately.

The results of the tests corroborated that the alternator incurs resonances during the operating frequencies of the test, which due to the low damping of the metallic structure amplifies the recorded vibrations. In addition, with the records obtained from several accelerometers, it was found that the foundation tends to rotate around its horizontal axis during the test, causing translations of the alternator/electric motor axis. Finally, it was observed that all the workshops that performed the deceleration test for the same type of alternator presented different magnitudes of vibration and resonances at different operating frequencies.

The results of the modal analysis indicated that the best solutions to raise the frequencies of the system were to add support points to the alternator/electric motor axis, to lower the mass center of the system and to reinforce the metallic chassis. The thickness of the slab was also increased and iterated with the sides of the foundation to find the best response of the system to the rotational frequencies.

Índice

Contenidos

Resumen **4**

Abstract **5**

Índice **6**

Capítulo I: Introducción y Objetivos **1**

1.1. Introducción **1**

1.2. Objetivos **3**

Capítulo II: Vibraciones sobre estructuras **4**

2.1. Amplificación de la respuesta **4**

2.2. Amplificaciones en estructuras soportantes de máquinas rotativas **6**

2.3. Fuerzas dinámicas sobre máquinas rotativas **6**

2.3.1. Máquinas rotativas 6

2.3.2. Desbalances en rotores de máquinas rotativas 8

2.4. Fundaciones para máquinas rotativas **9**

2.4.1. Máquinas rotativas sobre losas de fundación 9

2.4.2. Módulo de reacción vertical k_z 12

Capítulo III: Descripción del problema **15**

3.1. Operación del banco de pruebas **15**

3.1.1. Alternadores sobre el banco de pruebas 15

3.2. Estructura del banco de pruebas **17**

3.2.1. Distribución de pesos sobre el banco de pruebas 17

3.2.2. Soporte metálico del banco de pruebas 18

3.2.3. Fundación del banco de pruebas 18

3.3. Problemas durante la operación **21**

Capítulo IV: Trabajo experimental **23**
4.1. Ensayos para encontrar frecuencias resonantes **23**
4.1.1. Ensayo de impacto sobre la estructura 23
4.1.2. Ensayo de desaceleración - Medición con acelerómetro 24
4.1.3. Ensayo de desaceleración - Medición con cámara de alta velocidad 25
4.2. Resultado ensayo de impacto **25**
4.3. Resultado ensayo de desaceleración mediante acelerómetros **26**
4.3.1. Resultados taller Santiago - medición en el alternador y sobre la fundación 26
4.3.2. Resultados taller Antofagasta - medición en el alternador y en el motor eléctrico . 29
4.3.3. Registros adicionales de respuestas 29
4.4. Resultado pruebas de desaceleración con video cámara de alta velocidad **31**
4.4.1. Registro de movimiento del motor eléctrico, tapa trasera 31
4.4.2. Registro de movimiento del motor eléctrico, tapa lateral 33

Capítulo V: Modelamiento del problema **34**
5.1 Modelación en software Robot *Structural Analysis* **34**
5.1.1. Modelación de la estructura del banco de pruebas 34
5.1.2. Cuna y chasís del banco de pruebas 35
5.1.3. Fundación banco de pruebas 37
5.2. Resultados del modelo en Robot *Analisys Structural* **38**
5.2.1. Resultados del banco de pruebas sin fundación 39
5.2.2. Resultados del banco de pruebas con fundación 44

Capítulo VI: Modificaciones propuestas al banco de pruebas **49**
6.1. Fundamentos de las modificaciones propuestas **49**
6.1.1. Distribución del peso y la ubicación de las fuerzas dinámicas 49
6.1.2. Condiciones de apoyo de los componentes 50
6.1.3. Aumento de la rigidez del chasís metálico 50
6.1.4. Modificación de la fundación 50
6.1.5. Calidad del suelo de fundación 51
6.2. Nuevo diseño de la estructura modelado en Robot **51**
6.2.1. Movimiento del sistema a 50,78 Hz - Modo 1 54
6.2.2. Movimiento del sistema a 56,95 Hz - Modo 2 55

6.2.3. Movimiento del sistema a 65,31 Hz - Modo 3 56
6.3. Modelación en software ANSYS 57
6.3.1. Resultados del modelo ANSYS 57

Capítulo VII: Discusión de resultados 60
7.1. Resultados 60
7.1.1. Análisis de las primeras frecuencias naturales y modos de vibrar 60
7.2. Modificaciones 63

Capítulo VIII: Conclusiones 66

Capítulo IX: Referencias 68

Anexos 69
A. Detalles de la modelación de la estructura del banco de pruebas 69
B. Resultado ensayo de impacto 72
B.1 Ensayos realizados a la estructura sin alternador 73
B.2 Ensayos realizados a la estructura con alternador 74
C. Extracto norma internacional IEC60034-14 75

Capítulo I: Introducción y Objetivos

1.1. Introducción

La empresa Komatsu Reman Center Chile (KRCC) dedicada al rubro mecánico y re-manufactura, recibe alternadores para diagnóstico y reparación. Éstos son colocados en un banco de pruebas con el fin de determinar defectos en su funcionamiento, obteniéndose a través de diversos sensores datos instantáneos de presión, temperatura, generación de electricidad y niveles de vibraciones.

En la Figura 1.1 se muestra una fotografía del banco de pruebas con un alternador GTA41 montado.

1. Motor eléctrico WEG.
2. Acople metálico.
3. Alternador proveniente de faena.
4. Módulo soportante o cuna.
5. Chasis metálico.
6. Losa del taller KRCC Santiago.
7. Equipo de recepción de señales e Ingeniero a cargo de las pruebas.

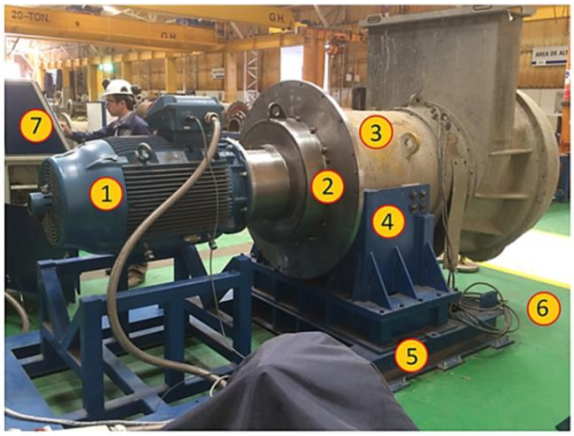


Figura 1.1: Componentes del banco de pruebas, foto tomada en KRCC Santiago.

El motor eléctrico hace girar el rotor del alternador mediante un eje que pasa por dentro del acople metálico y se empalma con el eje del rotor a través de un componente flexible. El estator del alternador es apernado en la cuna del banco mediante sus apoyos laterales y sostiene al motor únicamente a través del acople metálico. La estructura del banco de pruebas se encuentra apernada a la fundación del taller.

Los alternadores durante las pruebas experimentan vibraciones que cuando sobrepasan los 2,5 milímetros/segundos son síntomas de falla **[3]**. La empresa KRCC prueba el alternador a tres velocidades fijas de operación; 31, 35 y 42 Hz, obteniendo gráficos de espectros de frecuencias

y valores de vibración. Un problema que se ha observado, es que debido a las cercanías de las frecuencias de operación con las frecuencias naturales, aparecen vibraciones de consideración que conllevan a malinterpretar el estado de la máquina. Con la finalidad de pensar una modificación estructural que solucione el problema, elevando la menor frecuencia natural del sistema por sobre la última frecuencia de operación, se tuvo que modelar el comportamiento del sistema en un software de elementos finitos con capacidad de realzar análisis dinámico. La modelación del banco existente fue configurada con las condiciones del banco de KRCC Santiago, mediante el software Robot *Autodesk Structural Analysis*, luego se usaron los programas Robot y ANSYS para presentar dos nuevos diseños.

Para encontrar las frecuencias de resonancia, evaluar el comportamiento del banco de pruebas y corroborar los resultados de las modelaciones, se realizaron para el desarrollo de esta memoria, dos tipos de ensayos al sistema:

1) En el primero, ensayo de impacto, se somete la estructura a un golpe mediante un martillo de goma, este trabajo fue realizado por el Laboratorio de Ensaye y Calibración de Komatsu (LEC), quienes entregaron los resultados mediante gráficos de aceleración/frecuencia.
2) El segundo, ensayo en desaceleración, estando el alternador girando a la máxima frecuencia de operación, se apaga el motor eléctrico y se observa el comportamiento del sistema hasta que se detenga. Durante el ensayo, que puede tardar veinte minutos, suelen aparecer fuertes vibraciones a medida que la frecuencia de giro coincide con alguna frecuencia natural del sistema. Las vibraciones se miden con dos métodos:
    a) Acelerómetro tri-axial que puede ser colocado en distintas partes de la estructura para registrar patrones de movimientos.
    b) Cámara de alta velocidad fija en el muro del taller y suficientemente lejos del banco de pruebas.

Los ensayos sobre alternadores tipo GTA41 indicaron que el sistema alternador-banco de pruebas-fundación incurría en resonancias durante las pruebas y el comportamiento de estas variaba en cada taller (Santiago y Antofagasta). Adicionalmente se comprobó que la magnitud de las resonancias dependían de la ubicación física del acelerómetro, el nivel de desbalanceo de la máquina rotativa y de diferencias estructurales entre bancos y talleres. Tanto las modificaciones del banco antiguo como los nuevos diseños tuvieron que cumplir con lo especificado en **[3]**, ser factibles económicamente y con el montaje de diversos alternadores, y

además no presentar gran complejidad en la fabricación con el fin de no atrasar los plazos de entrega del proyecto.

1.2. Objetivos

Los objetivos de la memoria son:

- Creación de un modelo que simule el comportamiento del banco de pruebas existente, analizándolo dinámicamente para, mediante análisis dinámico, obtener las frecuencias naturales del sistema y los modos de vibrar. El modelo debe ser corroborado a partir de resultados en pruebas realizadas al banco.

- Realizar ensayos sobre un banco de pruebas existente para obtener frecuencias de resonancia, registrando las vibraciones a partir de acelerómetros tri-axiales y con cámara de alta velocidad.

- Proponer modificaciones y nuevas diseños de estructura donde la menor frecuencia natural esté sobre la máxima frecuencia de prueba. Estas deben cumplir con la normativa internacional **[3]** y deben ser factibles económicamente para la empresa.

Capítulo II: Vibraciones sobre estructuras

2.1. Amplificación de la respuesta

El problema de la respuesta de una estructura simple de un grado de libertad con propiedades de masa m, rigidez k, amortiguamiento c y sometida a la acción de una fuerza sinusoidal de magnitud F_0 actuando a una frecuencia ω, pasado el transiente, tiene una solución bien conocida:

$$u(t) \approx u_p(t) = \frac{F_o}{k}\frac{1}{\sqrt{(1-R^2)^2+(2dR)^2}}sen(\omega t - \varphi) \tag{2.1}$$

Dónde:

R = Razón de frecuencias $\omega\ y\ \omega_n$.

$\omega\ y\ \omega_n$ = Son las frecuencias de la fuerza externa y la frecuencia natural de la estructura, respectivamente.

d = Razón de amortiguamiento. Definido para amortiguamiento viscoso, que corresponde real dividido por el mínimo por el cual el sistema no vibra (crítico).

φ = Angulo de fase que representa el atraso del movimiento de la estructura respecto de la acción de la fuerza armónica actuando a una frecuencia ω.

Donde se llama factor de amplificación dinámica FAD a:

$$\frac{1}{\sqrt{(1-R^2)^2+(2dR)^2}} = \text{FAD} \tag{2.2}$$

En la Figura 2.1 se grafica la respuesta en función del FAD, la razón de frecuencias R y la razón de amortiguamiento crítico:

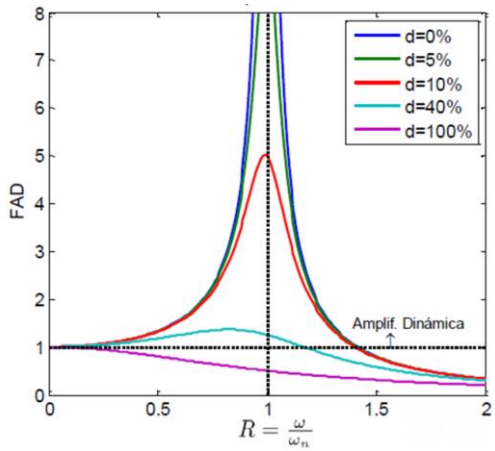


Figura 2.1: Gráfico FAD versus la razón de frecuencias [9].

Los valores del amortiguamiento para estructuras metálicas están comprendidos entre 1% a un 5%, para estructuras con poca capacidad de flexión, y a modo de ejemplo si se considera que $d = 1\%$ para un estado de resonancia $R = 1$, la amplificación dinámica de la respuesta será 50 veces la respuesta estática **[9]**.

Entonces la respuesta $u(t)$ de la ecuación (2.1) dependerá de una excitación externa y de la frecuencia con que se aplique, además de las características de la estructura como la masa, la rigidez y el nivel de amortiguamiento. A continuación en la Figura 2.2, se grafica el factor de amplificación dinámica variando ciertos parámetros de la estructura, para la misma excitación.

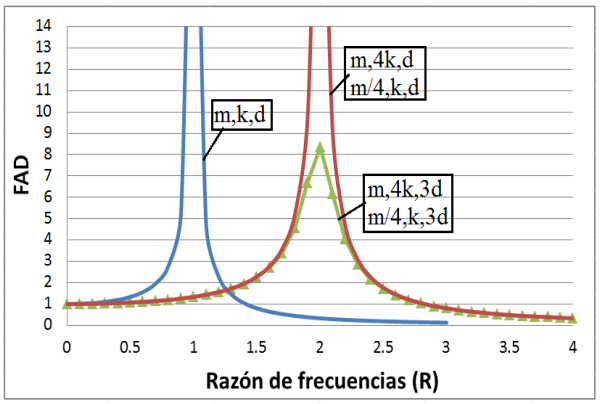


Figura 2.2: Efecto de variación de masa y rigidez en respuesta dinámica.

2.2. Amplificaciones en estructuras soportantes de máquinas rotativas

Con el fin de evitar un estado de resonancia resulta interesante estudiar la norma IEC60034-14 **[3]**, la cual en función de la masa y de la frecuencia nominal de la máquina propone la rigidez del tipo de soporte, además especifica un rango límite para las frecuencias naturales de las estructuras soportantes de las máquinas rotativas. Entendiendo que se refiere a la frecuencia natural del conjunto estructura-máquina, establece que ésta debe alejarse al menos ± 10% de las frecuencias de operación y al menos ± 5% del doble de estas últimas, para asegurar que no haya resonancia con los armónicos.

Las máquinas rotativas son aquellas en las que el desplazamiento de casi todas las partes móviles describe una trayectoria circular. Poseen frecuencias de operación generalmente altas, desde 15 a 200 [Hz], y son ejemplo de ellas, motores, generadores, compresores, bombas, etc.

2.3. Fuerzas dinámicas sobre máquinas rotativas

2.3.1. Máquinas rotativas

A continuación, en la Figura 2.3 se muestra un motor eléctrico tipo GEB16 re-manufacturado por KRCC e impulsado por energía eléctrica. La fotografía fue tomada en los talleres de Komatsu Reman en Santiago.

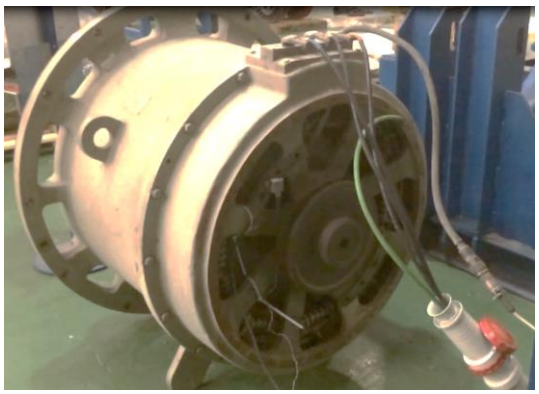


Figura 2.3: Motor eléctrico GEB16. Fotografía tomada en KRCC Santiago.

Las máquinas en general experimentan vibraciones en su funcionamiento normal que pueden estar dentro de límites previamente aceptados, y no son dañinas para sus componentes ni para su estructura soportante. Un problema comúnmente encontrado en las máquinas rotativas de

KRCC es el desbalance, éste puede ser producto de deficiencias de montaje del rotor, por ejemplo.

A continuación, en la Figura 2.4 se presenta un diagrama de cuerpo libre de una fuerza desbalanceada F_0 actuando a una distancia e del centro de rotación de una máquina rotativa. La solución de la ecuación de movimiento de este cuerpo se presenta más abajo.

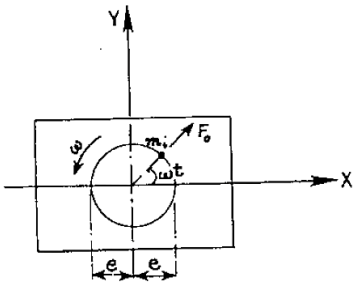


Figura 2.4: Diagrama de fuerza desbalanceada en un rotor [2].

De esta manera, la solución particular en la dirección $u(t)$ es la siguiente:

$$u(t) = \frac{m_i * e * \omega^2}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-R^2)^2 + (2dR)^2}} \operatorname{sen}(\omega t - \varphi) \tag{2.3}$$

La amplitud del movimiento anterior es:

$$|u(t)| = \frac{m_i * e * R^2}{m} \frac{1}{\sqrt{(1-R^2)^2 + (2dR)^2}} \tag{2.4}$$

En la Figura 2.5 se grafica lo que sucede con la respuesta de la estructura según la Ecuación (2.4). El eje de las ordenadas es representado por $|u(t)| * \frac{m}{m_i * e} * R^2 = FAD * R^2$:

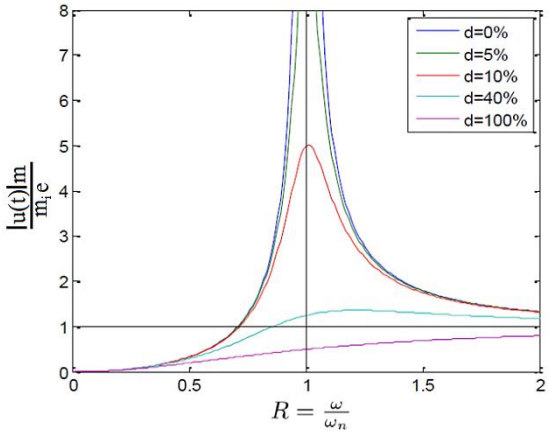


Figura 2.5: Representación de la amplitud dinámica, para una masa excéntrica [9].

2.3.2. Desbalances en rotores de máquinas rotativas

El desbalance es entendido como la condición de tener más peso de un lado del eje con respecto al centro del giro de las partes rotativas, transmitiendo vibración y fuerzas hacia los rodamientos de la máquina como resultado de una fuerza centrífuga. En la Figura 2.6 se observa el comportamiento de un rotor para dos tipos de desbalances, el estático y el acoplado.

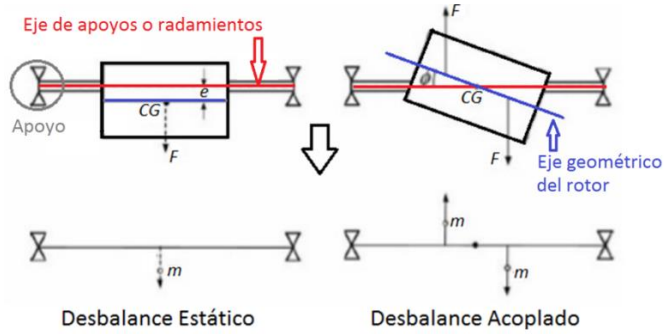


Figura 2.6: Desbalance estático y desbalance acoplado, según dirección de fuerzas.

Además de los desbalances vistos en la Figura 2.6, se presenta también el desbalance dinámico que está compuesto por fuerzas desfasadas en múltiples planos, por lo que sus fuerzas dinámicas presentan más de una frecuencia asociada **[7]**.

En la Figura 2.7 se expone el desbalance en gráficos amplitud-frecuencia. Se puede observar que el desbalance en varios planos provoca armónicos en la estructura. Estos gráficos también llamados espectros de frecuencia, son ocupados por KRCC para detectar problemas en rodamientos.

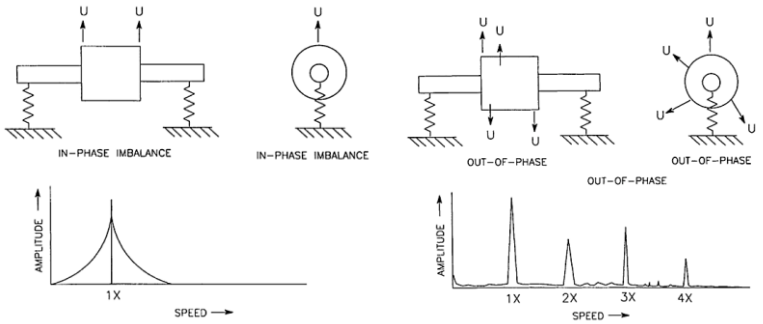


Figura 2.7: Desbalance estático y desbalance dinámico [7].

El desbalance en un plano excita la frecuencia fundamental 1x y generalmente es el que posee la mayor magnitud. Los desbalances en múltiples planos excitan la 1x, pero también pueden

excitar armónicos de 2x y 3x, produciendo fuerzas dinámicas con más de una frecuencia asociada **[7]**.

El proceso de balanceo en KRCC es realizado por una empresa externa y el análisis de fallas es realizado por técnicos de Komatsu. Es importante señalar que el alternador proveniente de faena es probado antes y después de ser balanceado.

2.4. Fundaciones para máquinas rotativas

2.4.1. Máquinas rotativas sobre losas de fundación

La Figura 2.8 representa la interacción entre una fundación y una máquina rotativa. Sobre la máquina está actuando una fuerza dinámica de magnitud F_0 y parámetros propios del suelo de fundación, que en este ejemplo son la rigidez equivalente $k_{transversal}$ y $k_{vertical}$, y amortiguamiento equivalente en ambas direcciones c_t y c_v.

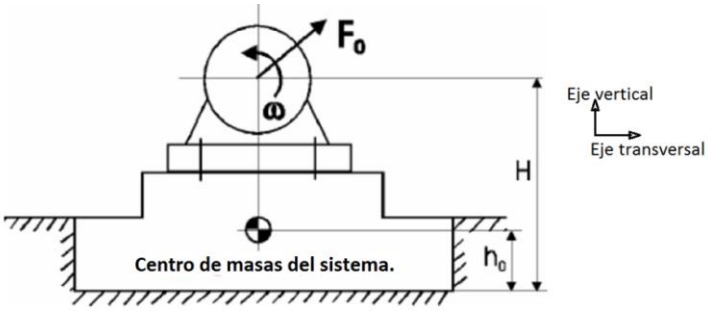


Figura 2.8: Esquema general máquina sobre fundación [2].

Dónde:

F_0 = Fuerza dinámica generada por la maquinaria.

ω = Velocidad de operación de la máquina.

H = Distancia entre el eje de giro de la máquina y el área de contacto con el suelo.

h_0 = Altura con respecto al suelo del centro de gravedad del sistema.

A partir de las ecuaciones de movimiento de la Figura 2.8 **[2]**, se tiene la respuesta del sistema para los tres grados de libertad con sus respectivas frecuencias naturales en función de la máquina, su soporte y los parámetros de la fundación.

Los autores Suresh. C. Arya (1984) **[2]**, Joseph E. Bowles (1997) **[5]** y S. Prakash and V.K. Puri (2006) **[1],** proponen realizar un análisis adicional para sistemas con centro de masas

elevado. Este consta de un movimiento acoplado de la fundación y de la máquina rotativa, como el presentado en la Figura 2.9.

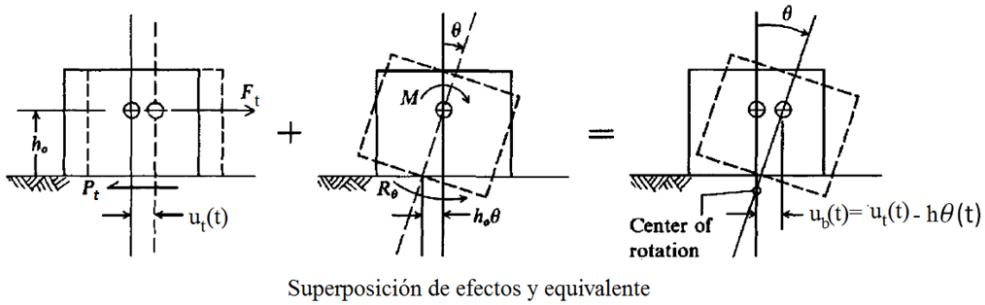


Figura 2.9: Superposición del movimiento transversal y rotacional [5].

Las reacciones P_t y R_θ provocadas por el amortiguamiento y la rigidez, se pueden expresar en función del desplazamiento $u_b(t)$ y la rotación $\theta(t)$. Por lo tanto, las ecuaciones que representan este movimiento son las siguientes **[5]**:

$$m\ddot{u}_t(t) + c_t\dot{u}_t(t) + k_t u_t(t) - h_0\left(k_t\theta(t) + c_t\dot{\theta}(t)\right) = F_0\cos(\omega t) \tag{2.5}$$

$$I_\theta\ddot{\theta}(t) + (c_\theta + h_0^2 c_t)\dot{\theta}(t) + (k_\theta + h_0^2 k_t)\theta(t) - h_0(c_t\dot{u}_t + k_t\dot{u}_t) = (H - h_0) * F_0\cos(\omega t) \tag{2.6}$$

Se puede observar que los términos de movimientos acoplados tiene pre-multiplicado la altura h_0, es debido a esto que si $h_0 = 0$ las ecuaciones se desacoplan y se reducen a las ecuaciones bien conocidas. Si la presencia de h_0 produce el acople de movimientos, una disminución de esta altura reduce el efecto de éste.

La nomenclatura que se usará de aquí en adelante para definir los movimientos de máquinas rotativas sobre fundaciones se muestran en la Figura 2.10.

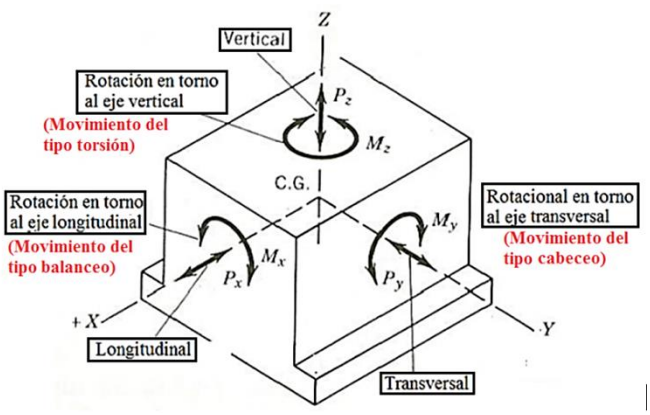


Figura 2.10: Movimiento en tres dimensiones de un bloque rígido [2].

2.4.1.1. Parámetros del suelo

Una de las formas de representar el suelo de fundación es con los parámetros de rigidez y amortiguamiento propuestos en la teoría del semi-espacio elástico, éstos están en función de los parámetros propios del lugar **[1]**.

Un análisis dinámico de la fundación requiere conocer las diferentes capas de suelo bajo la fundación y sus propiedades físicas. La finalidad es poder representar la rigidez y el amortiguamiento equivalente, que según la teoría del semi-espacio elástico están en función de la geometría de la fundación, del nivel de enterramiento y del amortiguamiento del material y geométrico, explicados con detalle en **[1]**.

La teoría del semi-espacio elástico ocupa parámetros propios del suelo y la deflexión en un punto o nodo depende de la deflexión de los nodos que lo rodean **[5]**, tal como se indica en la Figura 2.11. Si no se cuenta con ninguno de éstos parámetros, el Manual de Carreteras **[8]** propone valores característicos del coeficiente de soporte de la fundación, a partir de valores de suelo conocido y de acuerdo a la llamada teoría de Winkler.

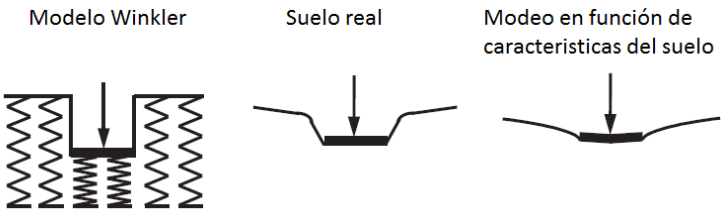


Figura 2.11: Diferencias teóricas de la respuesta del suelo frentes a las distintas modelaciones [6].

La modelación según la teoría Winkleriana, asigna a cada nodo un valor propio de reacción vertical k_{zi} y la deflexión elástica de ese nodo es independiente del nodo contiguo. Esta teoría trabaja con suelos de fundación con baja capacidad de corte e indica que la fuerza en un punto solo depende de la deflexión vertical del mismo y es independiente de las deflexiones de los demás **[6]**. El mismo autor explica que esta teoría es suficiente para estimar la respuesta del suelo, a partir de las características señaladas. Según Joseph E. Bowles (1997) esta teoría clásica puede ser usada cuando se considera una losa con capacidad de flexión.

2.4.2. Módulo de reacción vertical k_z

El Código de Normas y Especificaciones Técnicas de Obras de Pavimentación del MINVU (2008) **[11]**, presenta la fórmula para obtener los valores de los coeficientes de reacción k_z de la sub-rasante y bases, a partir de porcentajes de CBR conocidos:

$$k\left[\frac{MPa}{m}\right] = \begin{cases} 2{,}55 + 52{,}5 * logCBR, & CBR \leq 10\% \\ 46 + 9{,}08 * (logCBR)^{4{,}34}, & CBR > 10\% \end{cases} \tag{2.7}$$

En el caso de no tener este dato, el mismo documento propone módulos de reacción de acuerdo a tipos de suelos, como se muestra Tabla 2.1. También esquematiza el módulo de reacción combinado k_c de la base y de la sub-rasante (Figura 2.12).

Tabla 2.1: CBR y Valores de K de la sub-rasante para diferentes tipos de suelos [11].

Clasificación AASHTO	Clasificación Unificada (U.S.C.S.)	Densidad Seca (kg/m3)	CBR (%)	Valor K (MPa/m)
Suelos granulares				
A-1-a bien graduado	GW	2002.3 - 2242.5	60 - 80	81.3 - 121.9
A-1-a pobremente graduado	GP	1922.2 - 2082.3	35 - 60	81.3 - 108.4
A-1-b	SW	1761.9 - 2082.3	20 - 40	54.2 - 108.4
A-3	SP	1681.9 - 2082.3	15 - 25	40.7 - 81.3
Suelos A-2				
A-2-4 A-2-5	GM	2082.3 - 2322.6	40 - 80	81.3 - 135.5
A-2-4 A-2-5	SM	1922.2 - 2162.4	20 - 40	81.3 - 108.4
A-2-6 A-2-7	GC	1922.2 - 2242.5	20 - 40	54.2 - 121.9
A-2-6 A-2-7	SC	1681.9 - 2082.3	10 - 20	40.7 - 94.9
Suelos finos				
A-4	ML, OL	1441.6 - 1681.9 1601.8 - 2002.3	4 - 8 5 - 15	6.8 - 44.7 * 10.8 - 59.6 *
A-5	MH	1281.4 - 1601.8	4 - 8	6.8 - 51.5 *
A-6	CL	1601.8 - 2002.3	5 - 15	6.8 - 69.1 *
A-7-5	CL,OL	1441.6 - 2002.3	4 - 15	6.8 - 58.3 *
A-7-6	CH,OH	1281.4 - 1761.9	3 - 5	10.8 - 59.6 *

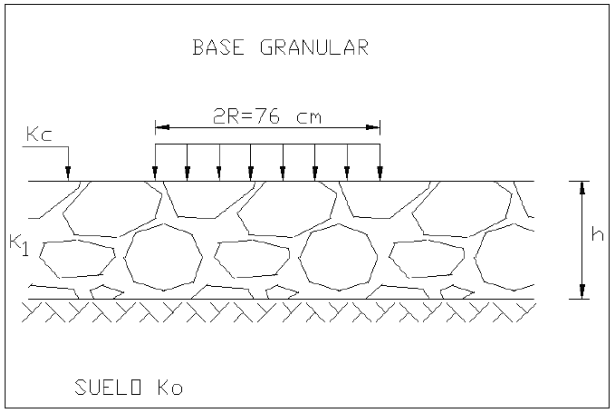


Figura 2.12: Representación de la capas bajo una losa (k_o, k_1 y k_c) [11].

Para obtener el módulo de reacción vertical combinado, el documento propone valores para el módulo de reacción de la base representado como k_1, a partir de distintos CBR **[11]**:

Tabla 2.2: Valores de K_1 a partir del CBR de la base [11].

K1	CBR1 (APROX) %
10	35
15	60
20	80

Finalmente, la fórmula para obtener el módulo de reacción vertical combinado k_c es la siguiente:

$$k_c = k_0 * \left[1 + \left(\frac{h}{38}\right)^2 * \left(\frac{k_1}{k_0}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{2}} \tag{2.8}$$

Dónde:

k_1 = Módulo de reacción de la base, MPa/m.

k_c = Módulo de reacción combinado, MPa/m.

k_0 = Módulo de reacción de la sub-rasante, MPa/m.

h = Espesor de la base, MPa/m.

Capítulo III: Descripción del problema

3.1. Operación del banco de pruebas

Dado los procedimientos internos que tiene la empresa, en función del control de calidad y de la seguridad, el alternador proveniente de faena es probado siempre antes y después de ser balanceado. Para obtener la condición del alternador KRCC realiza pruebas a tres frecuencias de operación, 31, 35 y 42 Hz ($\omega_1, \omega_2\ y\ \omega_3$) obteniendo los registros de condición de la máquina, representado en el gráfico de la Figura 3.1. La última frecuencia constante, observada por sobre ω_3, se configura para registrar los máximos de resonancia en las tres frecuencias de operación. El estado del alternador durante este periodo es en desaceleración.

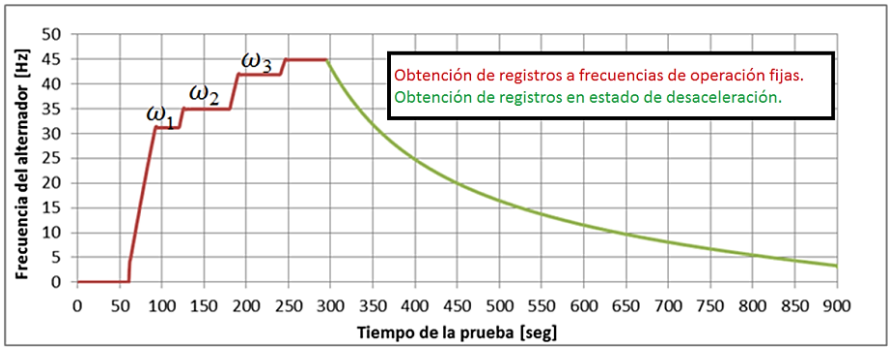


Figura 3.1: Estados de prueba de los alternadores en KRCC.

Las frecuencias de operación son recomendadas por el fabricante del alternador, la empresa *General Electric*.

3.1.1. Alternador montado sobre el banco de pruebas

Según lo visto en el capítulo anterior, los niveles de vibración registrados en el alternador dependen del nivel de desbalanceo, de la ubicación del sensor y las características propias de la estructura y del montaje. En estos últimos, la rigidez y la masa varían a partir de los distintos modelos de los alternadores. Por ejemplo, los alternadores modelo GTA41 y GTA22 presentan distinto peso y ubicación del centro de masas, pero el mismo diámetro de estator, por lo tanto poseen la misma altura de apernado lateral sin necesidad de cambiar la cuna que los soporta. El modelo GTA39 posee un diámetro más grande y mayor peso, por lo que tiene una cuna distinta.

A continuación en la Tabla 3.1 se detallan los pesos de los alternadores, esta tabla fue suministrada por KRCC.

Tabla 3.1: Pesos de los distintos alternadores probados en KRCC.

Tipo de Componente		Peso lb	Peso kg
GTA22	Rotor	2500	1134
	Alternador completo	6800	3084
GTA26	Rotor	2850	1293
	Alternador completo	8230	3733
GTA34	Rotor	3123	1417
	Alternador completo	8200	3719
GTA41	Rotor	2917.6	1323
	Alternador completo	8843	4011
GTA42	Rotor	2917.6	1323
	Alternador completo	8644	3921
GTA39	Rotor	3461	1570
	Alternador completo	10747	4875

Todos los alternadores son apoyados en la cuna mediante cuatro puntos de apoyo, dos puntos con apoyos verticales y dos puntos laterales apernados, representados en la Figura 3.2. La fijación del alternador al banco de pruebas depende de estos cuatro puntos.

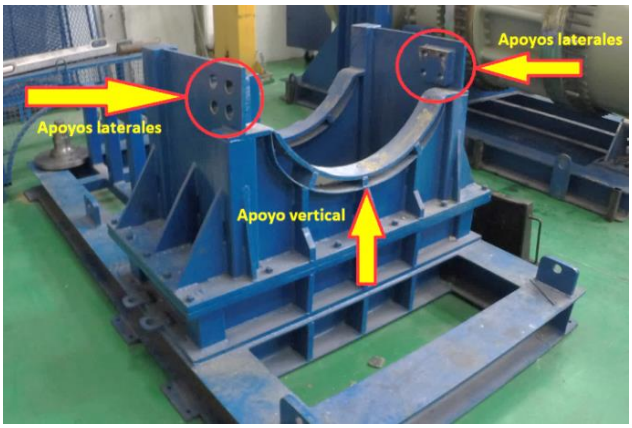


Figura 3.2: Estructura metálica del banco de pruebas. Fotografía tomada del taller KRCC Santiago.

Figura 3.3: Zona de apoyo vertical del alternador. Fotografía tomada en taller KRCC Santiago.

Después de montar la máquina y apernarla lateralmente, se monta un eje en el rotor del alternador que servirá para transmitir el giro del motor eléctrico. Este último se sujeta a través de un acople metálico. El motor eléctrico se aperna horizontalmente a la caja y no presenta puntos de apoyos verticales. Ingeniería de KRCC consideró que esto facilitaba el montaje para los técnicos.

3.2. Estructura del banco de pruebas

3.2.1. Distribución de pesos sobre el banco de pruebas

Se estima que más del 70% de la masa total corresponde a componentes situados por encima del centro de masas del sistema, considerando un alternador tipo GTA41 y una losa de 0,2 m de espesor. Tal como se ejemplifica en la figura 3.4.

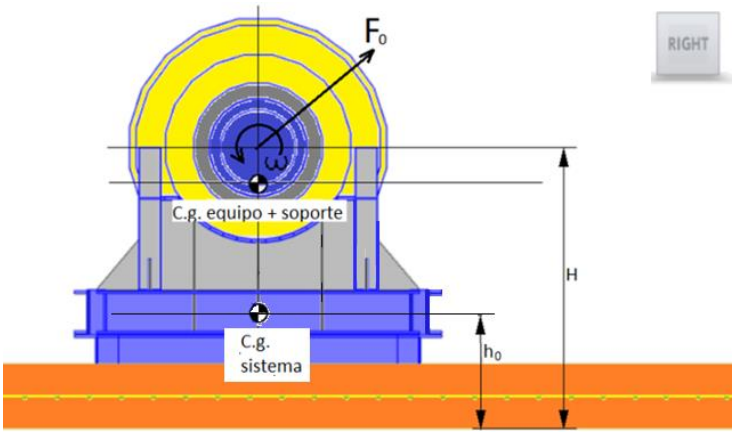


Figura 3.5: Ubicación del centro de masas. Software Robot.

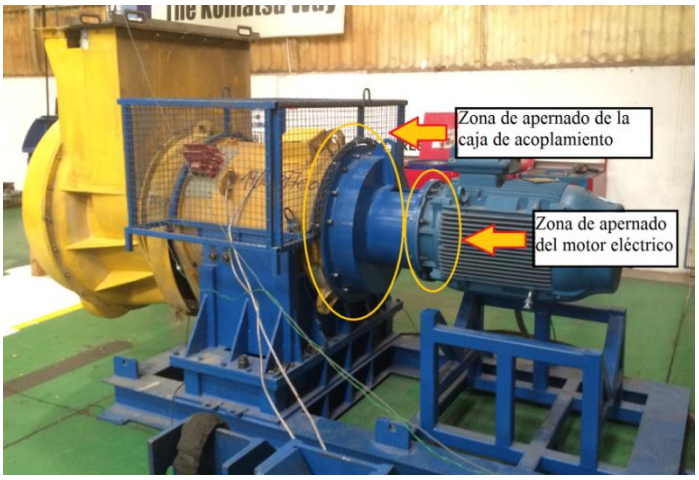


Figura 3.6: Disposición de pesos en el banco de pruebas. Fotografía tomada en KRCC.

Como se puede observar en la Figura 3.6 el motor eléctrico no presenta una condición de apoyo vertical, transfiriendo todo su peso a la zona del montaje del rotor por medio de la caja de acoplamiento.

En la Tabla 3.2 se especifican las masas de cada componente del banco de pruebas.

Tabla 3.2: Masas de cada componente mecánico del banco, considerando GTA41.

Componentes del banco de pruebas	[Kg]
Motor eléctrico	633,42
Acople metálico y componentes del eje	215,47
Estator + rotor	3592,04
Resto del alternador	452,20
Total	4893,13
Estructura soportante del alternador	1328,52

3.2.2. Soporte metálico del banco de pruebas

La estructura base o chasís metálico se muestra en la Figura 3.7. Se ocupa la misma estructura base para las cunas de los alternadores tipo GTA41 y GTA39, ésta se encuentra apoyada sobre ocho placas cuadradas de 2,5 cm que cumplen el fin de anclarla a la fundación.

Componentes:

1.- Vigas I de 19,6 x 45,66 [cm] x[kg/m].

2.- Perfiles cuadrados de 10,07 x 80,75 [cm]x[kg/m].

3.- Placas de espesor 1,69 [cm].

4.- Contrafuertes de 1,69 [cm].

5.- Vigas dobladas de espesor 1,69 [cm].

6.- Placas de espesor 2,5 [cm].

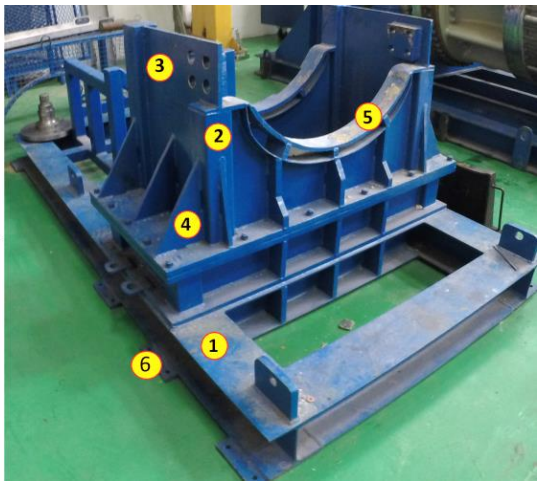


Figura 3.7: Chasís del banco de pruebas. Fotografía tomada en KRCC Santiago.

3.2.3. Fundación del banco de pruebas

La fundación del taller de KRCC Santiago es una gran losa de hormigón dividida por juntas de contracción cada de tres metros en sentido longitudinal del alternador y cada cinco metros. en dirección transversal, como se muestra en la Figura 3.8.

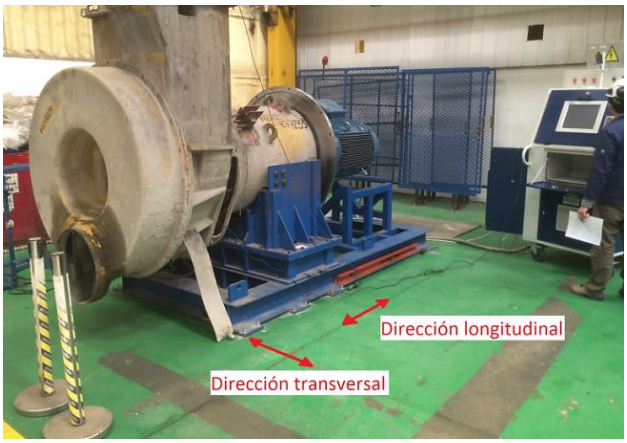


Figura 3.8: Losa del banco de pruebas. Fotografía tomada en KRCC Santiago.

Debido a la funcionalidad de almacenaje y transporte de cargas livianas que cumple el taller de Santiago, se estimó que la fundación del taller corresponde a un pavimento industrial. Este tipo de fundaciones tienen características constructivas y funcionales que los diferencian de otras losas de fundación. Por ejemplo: el espesor de la losa, el tipo mallas de refuerzo que ocupa, las características del suelo, etc. En la Figura 3.9 se observa la separación entre losas y la separación entre losa y muro.

Figura 3.9: Detalles de construcción de la losa. Fotografía tomada en KRCC Santiago.

3.2.3.1. Pavimentos industriales

En el Manual de diseño de pavimentos industriales **[6]** se pueden encontrar fórmulas y procedimientos obtenidos del Manual de Carreteras del MOP y la guía estadounidense AASHTO, los cuales especifican el diseño estructural de la losa a partir de las características del suelo de fundación y de las cargas soportantes. En la Figura 3.10 se resumen los componentes principales que se ocupan bajo los pavimentos de hormigón.

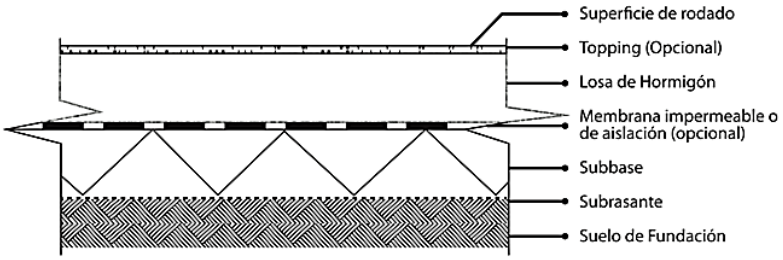


Figura 3.10: Capas de los pavimentos industriales [6].

La Figura 3.11 esquematiza una losa industrial y los elementos constructivos que son sugeridos en la literatura **[6]**. Las juntas de contracción son separaciones sin barras de traspaso y tienen como objetivo disminuir los esfuerzos provocados por cambios volumétricos. Se puede observar que en torno a fundaciones especiales, se especifican juntas de dilatación.

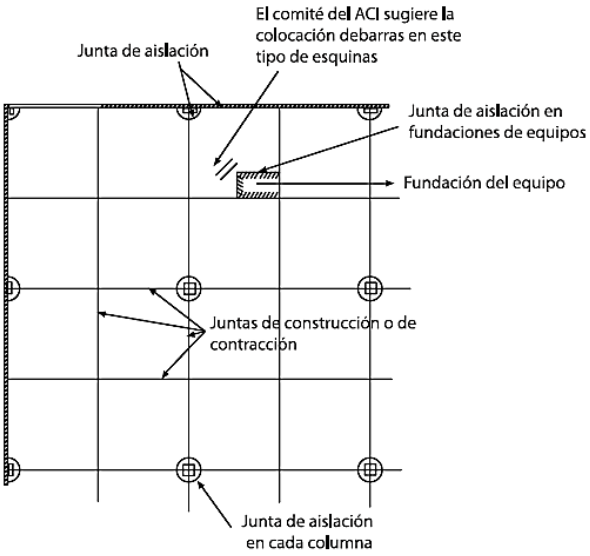


Figura 3.11: Ubicaciones apropiadas para juntas [6].

3.2.3.2. Vibraciones en estructuras cercanas

Según Joseph E. Bowles (1997) **[5]** es difícil establecer un rango límite para la vibración que es transmitida por la fundación. Hay casos que provocan deflexiones entre 0,4 a 0,5 mm y no implica daños a terceros ni a estructuras cercanas, pero existen otros casos en que máquinas con frecuencias de operación bajas, sometida a vibraciones de amplitudes menores que 0,4 mm, han inducido fuertes vibraciones a estructuras localizadas a menos de 10 metros. Es por esto que no solamente hay que establecer un límite, sino que también hay que tener en consideración las resonancias de estructuras cercanas. Bowles propone según los datos

generados a partir de experimentos que, para un estado sin resonancias inducidas a estructuras cercanas, el límite de la amplitud de vibración de la fundación no debe exceder los 0,25 mm.

3.3. Problemas durante la operación

Durante las pruebas realizadas a alternadores provenientes de faena, los técnicos de KRCC han registrado vibraciones muy elevadas que implican una detención de la prueba. Incluso después de balancear los rotores se han registrado vibraciones muy por sobre lo normal **[3]** como los mostrados en el Figura 3.12 y Figura 3.13. Se han tenido que tomar ciertas precauciones para conocer el estado real en que se encuentra la máquina, como por ejemplo realizar análisis de frecuencias a ciertas velocidades de la operación, pruebas de desaceleración para detectar resonancias, análisis sobre estado de rodamientos durante las pruebas, etc.

La Figura 3.12 muestra el registro de una prueba de desaceleración obtenido en la tapa de rodamiento de un alternador GTA41 en KRCC Santiago. Las vibraciones que se consideran aceptables en alternadores ya balanceados son 2,3 y 2,8 mm/s, valor *r.m.s* **[3]**.

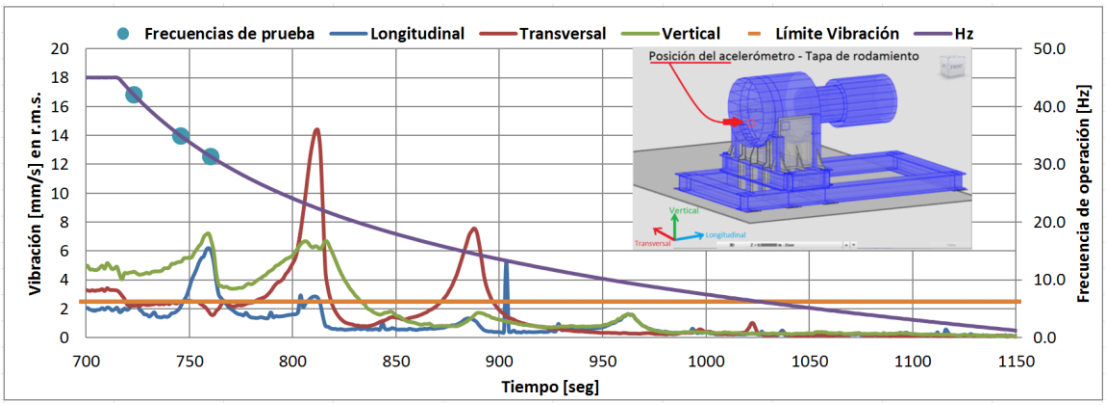


Figura 3.12: Registro de vibraciones obtenido de un alternador GTA41, KRCC Santiago.

La Figura 3.13 muestra el registro de vibración obtenido de la tapa de rodamiento de un GTA41 del taller Antofagasta, la prueba fue realizada para el mismo tipo de alternador. Se observa que las vibraciones se ven muy sobrepasadas en todas las frecuencias de resonancia.

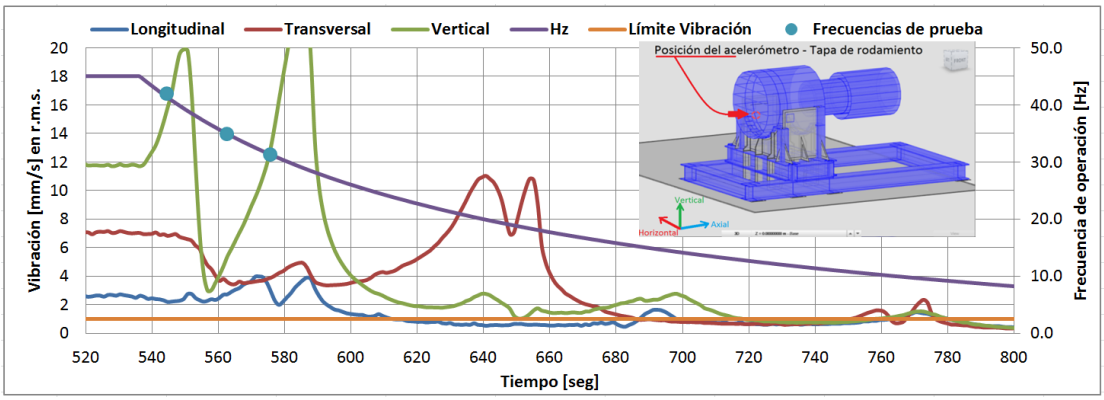


Figura 3.13: Registro de vibraciones obtenido de un alternador GTA41, KRCC Antofagasta.

Como se observó en los gráficos anteriores, es muy difícil realizar una comparación entre alternadores que presentan estados de resonancia durante sus velocidades de operación. Es debido a esto que la normativa internacional **[3]** propone un rango para evitar este fenómeno, a partir de las frecuencias de operación y sus armónicos.

Con respecto a las fuerzas dinámicas que presenta el rotor en su funcionamiento, se ocuparán las fórmulas de nivel de desbalance expuestas en la norma internacional ISO1940-1 para encontrar la fuerza trasmitidas a los rodamientos de un rotor de Komatsu girando a 23 Hz o 144,5 rad/s:

$$U_{per} = 1000 * \frac{(e_{per} * \omega) * m_R}{\omega} = (6{,}3) * \frac{1520}{144{,}5} = 66{,}27\ [kg * mm]$$

$$F_{trasmitida} = U_{per} * \omega^2 = \left(\frac{66{,}27}{1000}\right) * (144{,}5)^2 = 1383{,}7\ [kg * \frac{m}{s^2}]$$

Donde U_{per} es la cantidad de desbalance residual permisible, m_R es la masa del rotor y e_{per} corresponde al nivel de desbalanceo permisible residual especifico **[4]**.

Komatsu Reman propone desbalances teóricos en sus rotores equivalentes a 25,4 $kg * mm$, lo cual aplicado en zonas de rodamientos, para la misma frecuencia de operación anterior, produce una fuerza de 530,35 $kg * \frac{m}{s^2}$. Este nivel de desbalance fue observado en rotores que fueron re-manufacturados en Santiago y que presentaban niveles de vibración muy por encima a los observados en la figura 3.14.

Capítulo IV: Trabajo experimental

En este capítulo se introducirá el trabajo experimental realizado al sistema alternador-banco-fundación, para un alternador montado tipo GTA41, realizadas en los talleres Santiago y Antofagasta. El objetivo de estas pruebas fue encontrar las frecuencias naturales y modos de vibrar durante las pruebas a los alternadores.

4.1. Ensayos para encontrar frecuencias resonantes

4.1.1. Ensayo de impacto sobre la estructura

Este ensayo consiste en golpear la estructura con un martillo de goma o plástico excitando los modos normales de ésta. Las vibraciones generalmente se registran con un acelerómetro y los resultados son mostrados en un espectro de frecuencias o en un gráfico con respecto al tiempo, como el de la Figura 4.1.

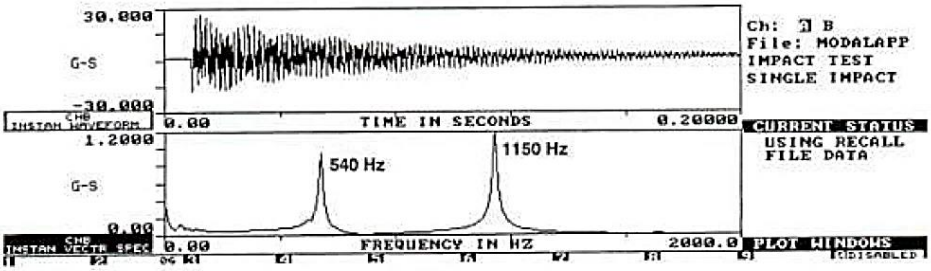


Figura 4.1: Respuesta de una estructura frente al impacto [5].

Con el fin de corroborar resonancias propias de la estructura, se puede analizar la respuesta con un diagrama de Bode, el cual identifica resonancias dentro de un espectro de frecuencia a partir de la amplitud y la fase de la respuesta, donde se reconoce una resonancia a partir de un cambio de fase de 180º. Si no presenta este comportamiento, el efecto se puede atribuir a ruido captado por los sensores **[5]**. Sin embargo, por la claridad del registro, en el presente trabajo no hubo necesidad de realizar este tipo de análisis.

Las pruebas de impacto, a petición de KRCC Santiago, fueron realizadas por el laboratorio de ensayo y calibración (LEC) de la empresa Komatsu. Este laboratorio se encuentra acreditado por el Instituto Nacional de Normalización (INN) para realizar ensayos dinámicos sobre estructuras y evaluar la condición de máquinas rotativas.

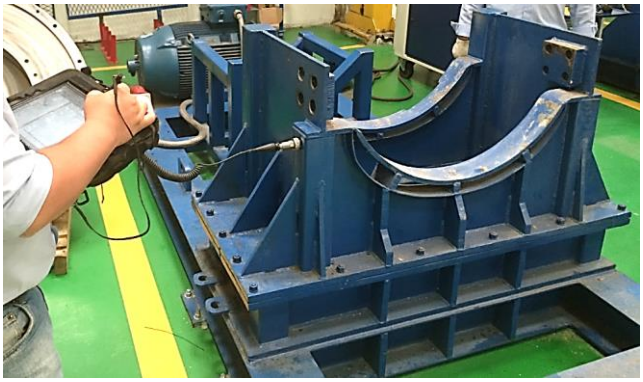


Figura 4.2: Ensayo de impacto realizado por el LEC en la estructura del banco de pruebas KRCC Santiago.

4.1.2. Ensayo de desaceleración - Medición con acelerómetro

El acelerómetro proporcionado por KRCC fue del tipo AC115-1D de la compañía CTC, con sensibilidad de 100 mV/g, rango de registro de frecuencia de 60 a 390.000 rpm y punta magnética. La adquisición y procesamiento de la vibración fue realizada por un software suministrado por KRCC, configurado para registrar datos instantáneos al momento de la desaceleración.

Se realizaron en total seis pruebas de desaceleración; cuatro a un alternador GTA41 del taller KRCC de Santiago y dos a un GTA41 de taller KRCC Antofagasta. Las distintas ubicaciones del acelerómetro durante las pruebas se muestran en las Figura 4.3 y 4.4

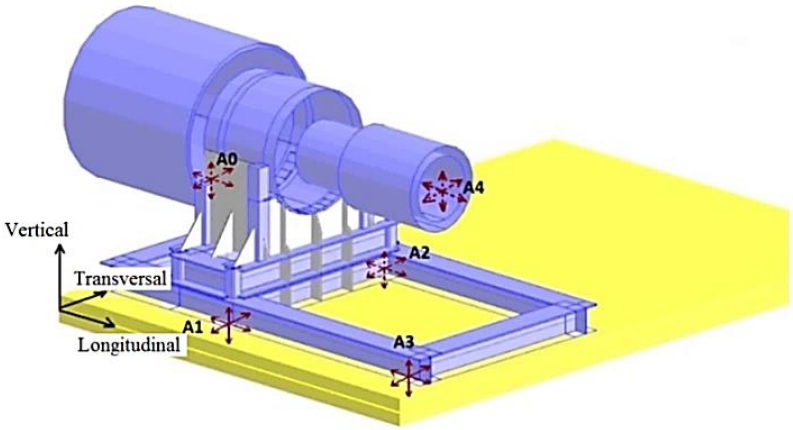


Figura 4.3: Ubicaciones del acelerómetro usados en las pruebas. Software Robot

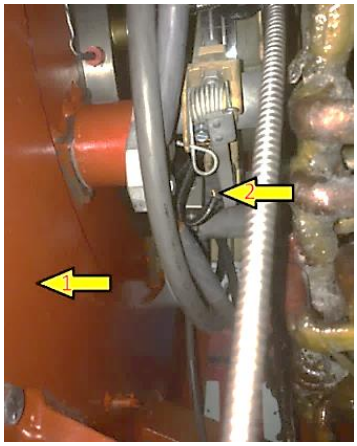


Figura 4.4: Posiciones A0 del acelerómetro. Foto tomada en KRCC Santiago.

Los resultados A1, A2 y A3 fueron exclusivamente de pruebas en Santiago. A4 fue un registro de un alternador en Antofagasta. Además se define dos posiciones de A0 como muestra la Figura 4.4, una desplazada radialmente del eje del rodamiento correspondiente al registro de Santiago, señalada como flecha uno, y la otra directamente en la tapa del rodamiento correspondiente a registro de Antofagasta, señalada con la flecha dos.

4.1.3. Ensayo de desaceleración - Medición con cámara de alta velocidad

Se usó una cámara Panasonic Lumix DMC-FZ200 con capacidad de grabación de 120 FPS en HD y 240 FPS a 640x480 o VGA y zoom de 24x analógico.

Para confirmar la posición temporal del alternador, la cámara fue posicionada a una distancia que pudiera registrar pequeños desplazamientos a altas frecuencias y que no fuese influenciada por las vibraciones provocadas por la máquina. La filmación debía enfocar un objetivo circular llamado target, correspondiente a un círculo de tamaño diez milímetros con dos colores para aumentar el contraste con la imagen. Su movimiento fue obtenido del registro de video mediante el software "*Tracker: Video Analysis and Modeling Tool*".

4.2. Resultado ensayo de impacto

Los resultados mostrados en la Tabla 4.1 corresponden al ensayo de impacto sobre la estructura del banco del taller de Santiago y con un alternador modelo GTA41 montado.

Tabla 4.1: Resultados del ensayo de impacto sobre la estructura. KRCC Santiago.

Frecuencia [Hz]	Magnitud [g/1000]	Dirección
15	7	Transversal
	2	Vertical
23	2	Transversal
	2	Vertical
28	2	Longitudinal
	2	Vertical
36	2	Longitudinal

Con estos resultados, además de corroborar resonancias sobre la estructura, se identificaron frecuencias resonantes que son coincidentes con las de la prueba de desaceleración. En la Sección Anexos esta memoria se presenta en detalle los resultados de las pruebas.

4.3. Resultado ensayo de desaceleración mediante acelerómetros

4.3.1. Resultados taller Santiago - medición en el alternador y sobre la fundación

A continuación, en la Figura 4.5, se muestran los registros obtenidos en el estator del alternador y sobre la fundación del banco de pruebas, ubicado en el taller KRCC Santiago. Además, en los mismos gráficos, se muestran las frecuencias del alternador en función del tiempo, remarcando los valores que deben ser evitados. Finalmente cada gráfico señala la ubicación del acelerómetro.

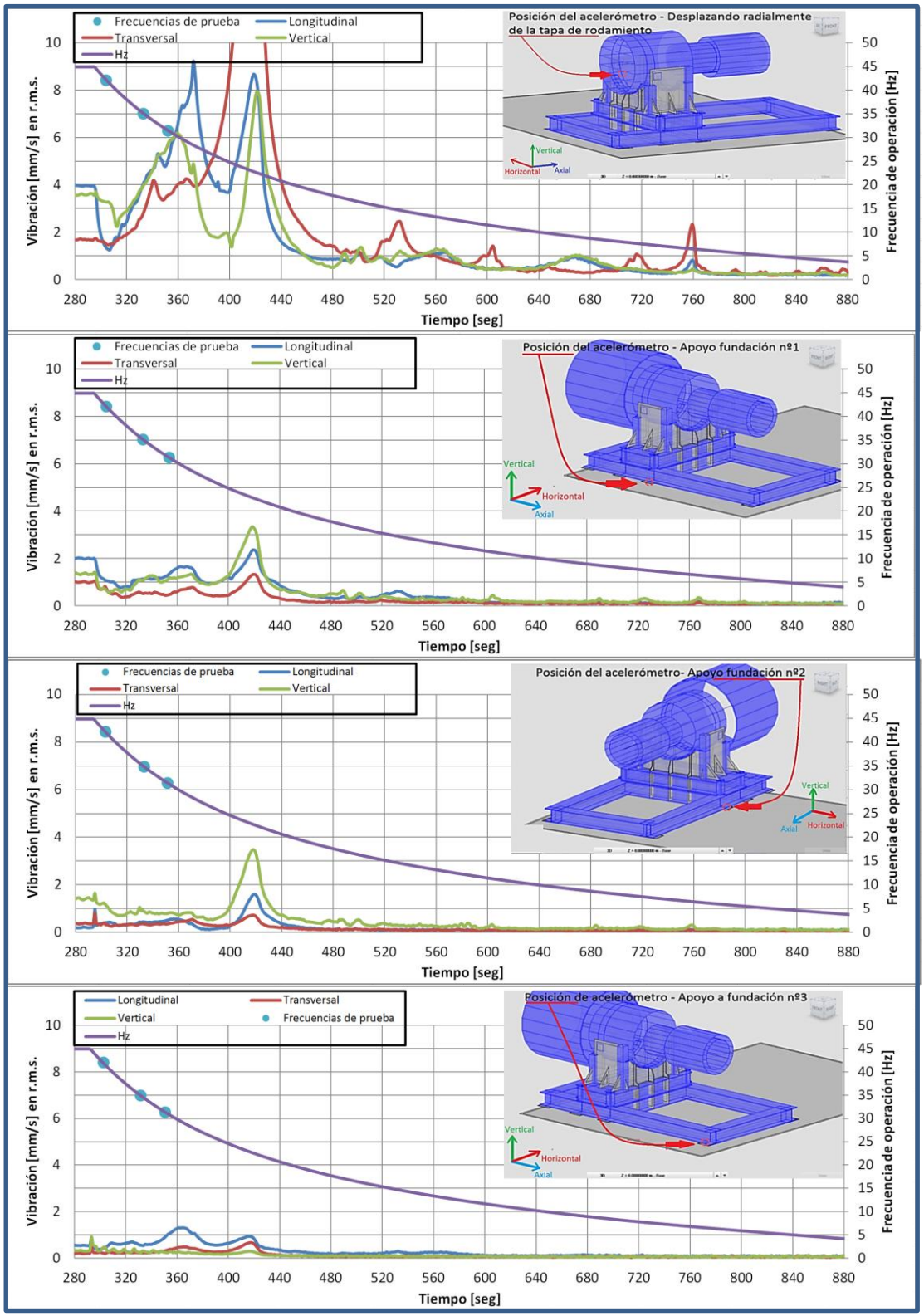


Figura 4.5: Resultados de las mediciones con acelerómetros, taller KRCC Santiago.

La Tabla 4.2 se obtuvo del primer gráfico de la Figura 4.5, correspondiente al comportamiento del alternador durante el ensayo de desaceleración.

Tabla 4.2: Resultados de medición con acelerómetro sobre el alternador.

Frecuencia [Hz]	Magnitud [mm/s]	Dirección del movimiento
6,6	2,2	Transversal
	0,6	Longitudinal
7,7	1,0	Transversal
9	1,0	Vertical
	1,0	Longitudinal
11	1,3	Transversal
13	1,3	Vertical
	1,3	Longitudinal
15	2,3	Transversal
	1,1	Vertical
23	24	Transversal
	8	Longitudinal
	8	Vertical
30	9,2	Longitudinal
	5,5	Vertical
	3,9	Transversal
34	4,5	Longitudinal
	4,0	Transversal

En la Tabla 4.3 se presenta el movimiento del chasís para las frecuencias 15, 23 y 30 Hz.

Tabla 4.4: Resultados de medición con acelerómetro sobre el chasís.

Frecuencia [Hz]	Magnitud [mm/s]	Dirección	Registro
15	0,5	Longitudinal	Apoyo nº1
	0,5	Vertical	
	0,3	Vertical	Apoyo nº2
	0,25	Longitudinal	Apoyo nº3
23	3,4	Vertical	Apoyo nº1
	2,4	Longitudinal	
	1,25	Transversal	
	3,4	Vertical	Apoyo nº2
	1,5	Longitudinal	
	0,8	Transversal	
	0,9	Longitudinal	Apoyo nº3
	0,6	Transversal	
	0,3	Vertical	
30	1,7	Longitudinal	Apoyo nº1
	1,2	Vertical	
	0,7	Transversal	
	0,7	Vertical	Apoyo nº2
	0,5	Transversal	
	0,5	Longitudinal	
	1,3	Longitudinal	Apoyo nº3
	0,5	Transversal	
	0,3	Vertical	

4.3.2. Resultados taller Antofagasta - medición en el alternador y en el motor eléctrico

En la Figura 4.6 se muestran los registros enviados por KRCC Antofagasta. Las descripciones de los gráficos explicadas anteriormente rigen para estos gráficos y los siguientes que se mostrarán.

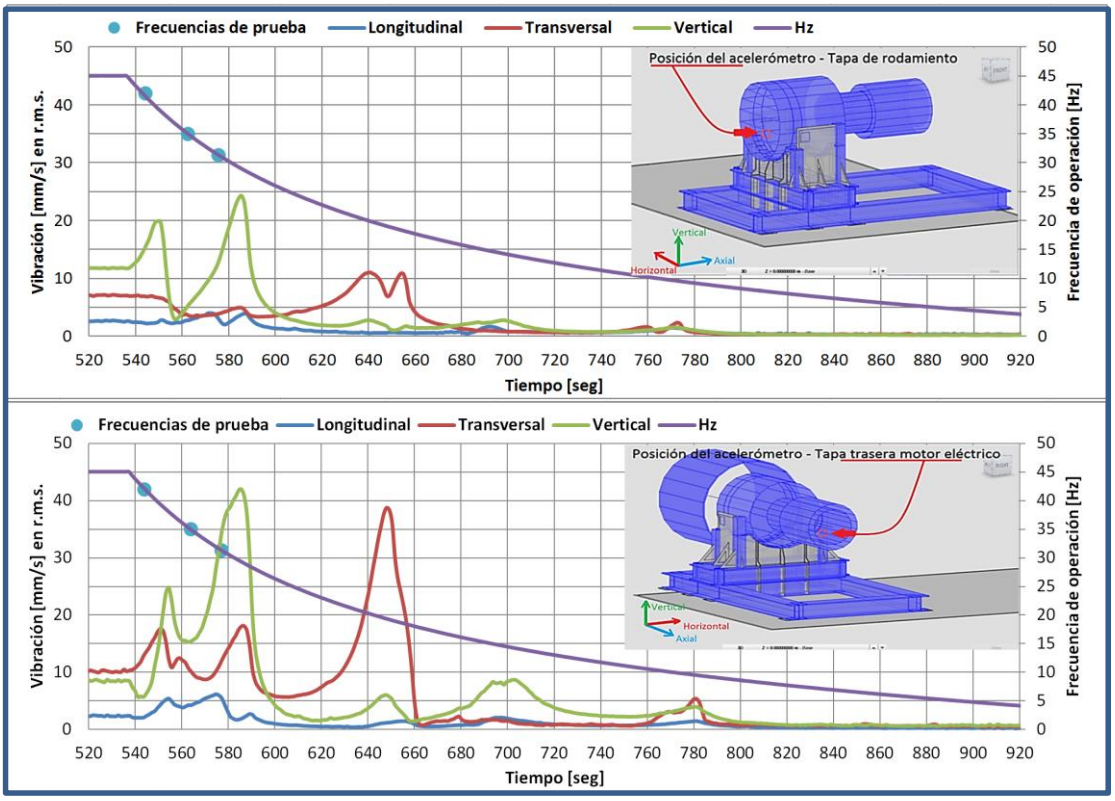


Figura 4.6: Resultados de las mediciones con acelerómetros, taller KRCC Antofagasta.

Observaciones sobre el comportamiento:

- Frecuencias comunes en ambos gráficos y aumento en la magnitud de vibración en dirección transversal y vertical. La vibración longitudinal se mantiene constante. Se cree que el crecimiento de las vibraciones se debe a la condición no apoyada del motor eléctrico.
- Las resonancias observadas en ambos gráficos son 9,6, 11, 15, 18, 20, 28, 31 y 39 Hz.

4.3.3. Registros adicionales de respuestas

4.3.3.1. Comparación de la respuesta entre dos alternadores distintos, ambos GTA41

En la Figura 4.7 se presentan los registros de dos alternadores GTA41 obtenidos en el taller Santiago, para las dos posiciones del acelerómetro A0: tapa de rodamiento y desplazado

radialmente de esta. A modo de comparación se utiliza nuevamente el primer gráfico de la Figura 4.5, pero se le cambió la escala del eje de la velocidad de vibración a la usada aquí.

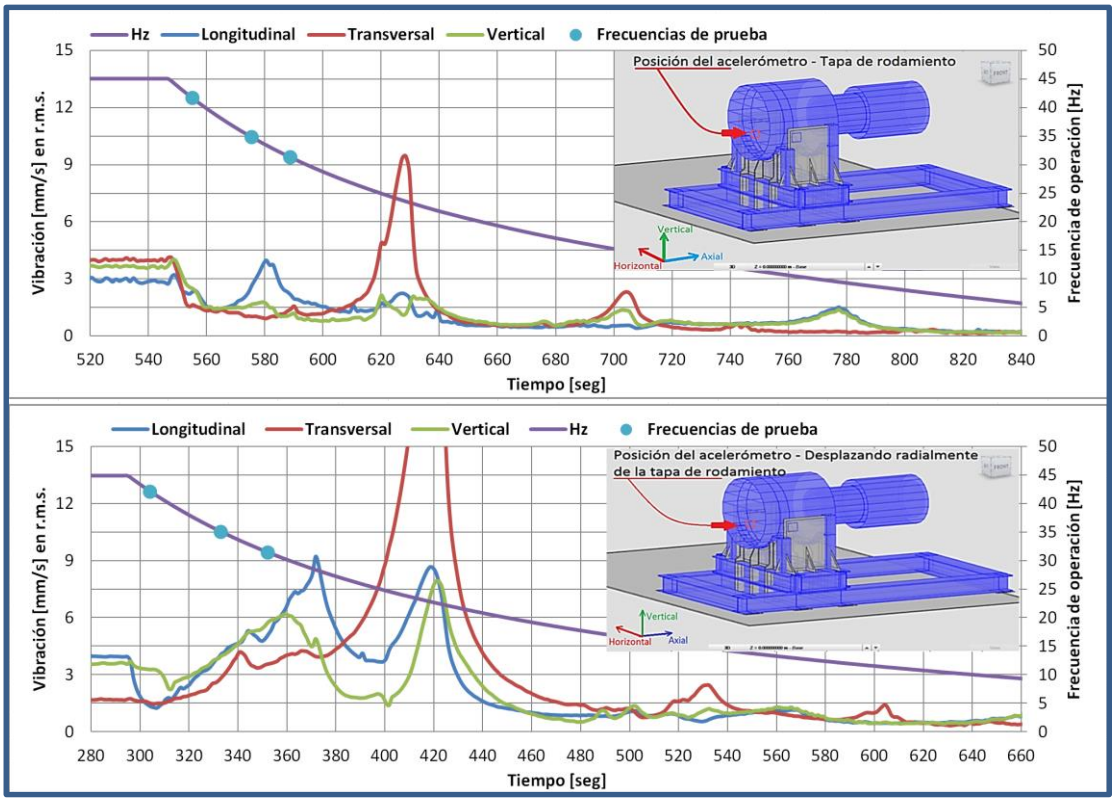


Figura 4.7: Resultados de mediciones para dos alternadores tipo GTA41, taller Santiago.

Observaciones sobre el comportamiento:

- De la imagen anterior, en el primer gráfico se observan cuatro frecuencias resonantes de interés: 10, 15, 24 y 34 Hz.
- El movimiento transversal a los 24 Hz, se repite en ambos gráficos, además, la resonancia a 34 Hz presenta un máximo con componente longitudinal y puede ser comparable con la frecuencia de 30 Hz del segundo gráfico.
- En general se observa una gran disminución en los niveles de vibraciones para las resonancias de estudio. Esto puede significar fuerzas dinámicas menores.

El primer gráfico de la Figura 4.7 puede ser usado para corroborar los resultados de la siguiente sub-sección, debido a que las mediciones con acelerómetro y el registro de la cámara de alta velocidad corresponden al mismo caso.

4.4. Resultado pruebas de desaceleración con video cámara de alta velocidad

En esta sección se presentan los resultados de dos pruebas realizadas con una cámara de alta velocidad, la primera enfocando el movimiento de la tapa trasera del motor eléctrico y la otra enfocando el movimiento lateral. La cámara fue situada en el muro del taller a tres metros del objetivo y este último fue enfocado con el zoom digital. La primera grabación fue procesada con el software *Tracker* y se usó una filmación de cuatro minutos, y en la segunda grabación, el movimiento fue procesado foto por foto, preocupándose de registrar las frecuencias de interés, observadas en la Figura 4.7.

4.4.1. Registro de movimiento del motor eléctrico, tapa trasera

4.4.1.1. Movimientos procesador por el software *Tracker*

En la Figura 4.8 se muestran los datos procesados con el software *Tracker*, para las vibraciones en los ejes verticales y transversales en mm/s, valores *r.m.s.* en función del tiempo.

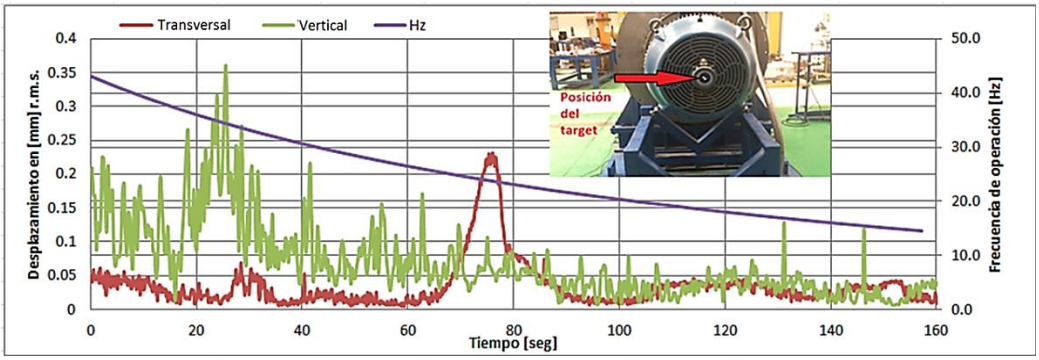


Figura 4.8: Vibraciones correspondiente a la tapa trasera del motor eléctrico, KRCC Santiago.

Observaciones sobre el comportamiento:

- Se corrobora la vibración transversal, correspondiente a la frecuencia de 23 Hz, observada en los gráficos de la prueba de desaceleración, con magnitudes de desplazamiento de 0,24 mm *r.m.s.*
- Se amplifica la respuesta vertical en la cola del motor eléctrico para resonancias observadas en la Figura 4.7, percibiéndose un aumento de desplazamiento en la resonancia a 34 Hz con magnitudes sobre los 0,35 mm valor *r.m.s.*

- Se estima que el ruido de los desplazamientos verticales fue producto a la vibración que experimenta la cámara en el apoyo del muro.

4.4.1.2. Movimientos procesados foto por foto

El movimiento registrado a los 34 Hz muestra a desplazamientos principalmente verticales, observados en la Figura 4.9, encontrando que el objetivo sufre desplazamientos de 1 mm valor *peak to peak*.

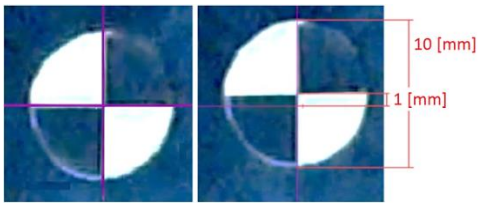


Figura 4.9: Movimiento del motor a 34 Hz.

El movimiento mostrado en la Figura 4.10 corresponde a la frecuencia de 23 Hz, en donde se observa desplazamientos transversales de 0,7 mm y verticales de 0,3 mm en valores *peak to peak*.

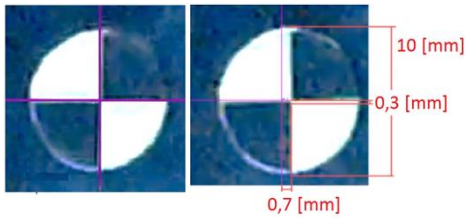


Figura 4.10: Movimiento del motor a 23 Hz.

Finalmente, el movimiento correspondiente a 15 Hz es mostrado en la Figura 4.11 y se observa desplazamientos transversales de 0,5 mm y verticales de 0,2 mm en valores *peak to peak*.

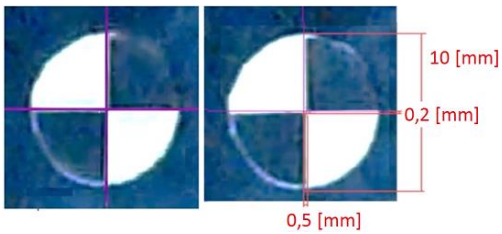


Figura 4.11: Movimiento del motor a 15 Hz.

No se observaron rotaciones del objetivo durante las pruebas, pero tampoco se debe descartar movimientos angulares del conjunto alternador-motor eléctrico. No se tomó en consideración la importancia de este movimiento a momento de planificar las pruebas.

4.4.2. Registro de movimiento del motor eléctrico, tapa lateral

Se procedió a registrar el movimiento en la tapa lateral del motor con el fin de obtener el movimiento longitudinal y corroborar el vertical, como se observa en la Figura 4.12.

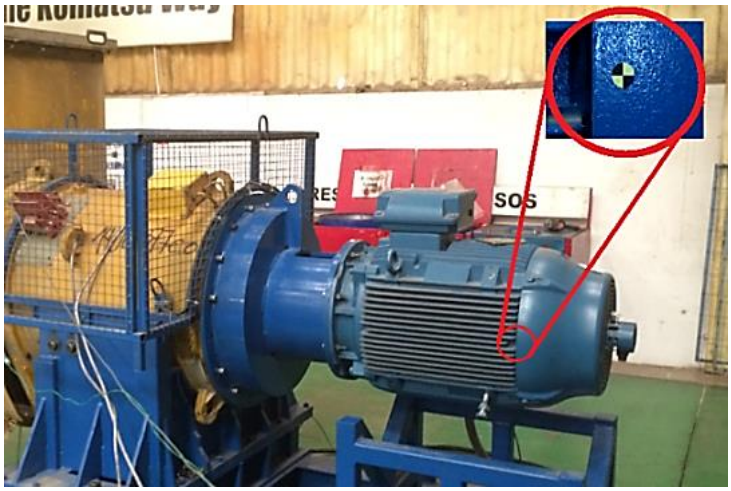


Figura 4.12: Grabación del movimiento longitudinal del motor eléctrico, GTA 41. KRCC Santiago.

Con los resultados de esta prueba se comprobó el comportamiento analizado anteriormente, pero no aportó con información adicional a la ya presentada en la Figura 4.7 y a los movimientos verticales presentados en la Sección 4.4.1.

Capítulo V: Modelamiento del problema

En este capítulo se presenta el modelamiento mediante elementos finitos del sistema alternador-estructura soportante-fundación del taller KRCC Santiago y posteriormente los resultados dinámicos. El software elegido fue Robot *Structural Analysis*, que tuvo las herramientas necesarias para modelar el sistema completo, incluida la losa y su fundación.

5.1 Modelación en software Robot *Structural Analysis*

Se modeló el sistema con el software de elementos finitos "*Autodesk Robot Structural Analysis Professional 2016*". A continuación se presentan los puntos más relevantes del modelamiento y las herramientas usadas del programa se especifican en la sección Anexos.

5.1.1. Modelación de la estructura del banco de pruebas

El conjunto alternador-motor eléctrico, mostrado en amarillo en la Figura 5.1, fue simplificado como cilindros con los mismos diámetros externos que los componentes existentes pero con distintos espesores internos, resultando componentes en función del peso y ubicación de centro de masa. Estos parámetros fueron suministrados por *General Electric* y para el caso del motor eléctrico, por la empresa *WEG*.

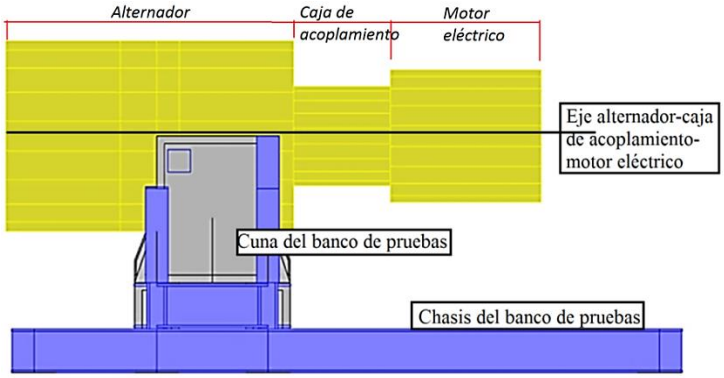


Figura 5.1: Vista lateral modelación banco de pruebas. Software Robot.

Se decidió modelar toda esta estructura con acero de calidad A36.

5.1.2. Cuna y chasís del banco de pruebas

El banco de pruebas fue fabricado con acero AISI-SAE1020, pero modelado con A36. Una de las diferencias entre ellos es que el último no tiene buenas propiedades soldables, pero esto se torna irrelevante en la modelación. Con respecto a las propiedades elásticas, el acero SAE1020 posee módulo de elasticidad de 205 GPa y tiene una densidad 7870 kg/m^3, que son aproximadamente iguales a las del ASTM A36.

A continuación, en las Figura 5.2 y la Figura 5.3 se muestran las dimensiones de los perfiles que constituyen la cuna y el chasís metálico, obtenidas a partir de un levantamiento dimensional del banco en el taller Santiago.

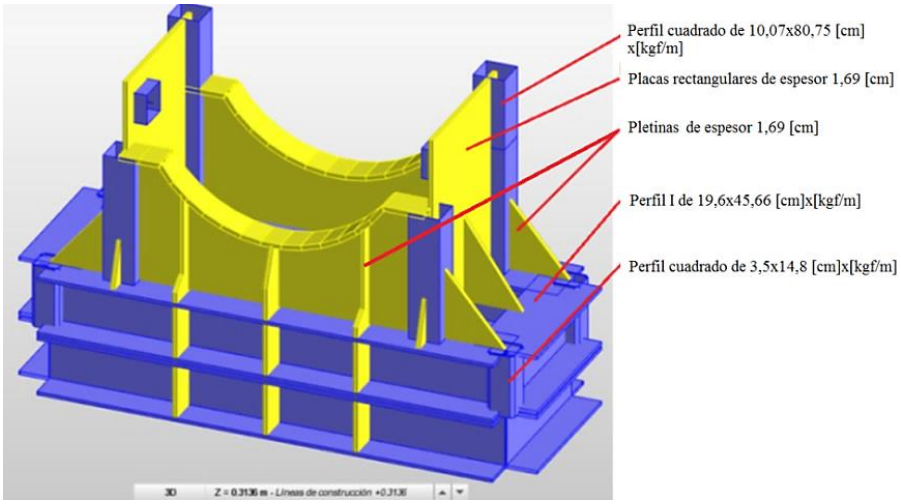


Figura 5.2: Componentes de la cuna del banco de pruebas. Software Robot.

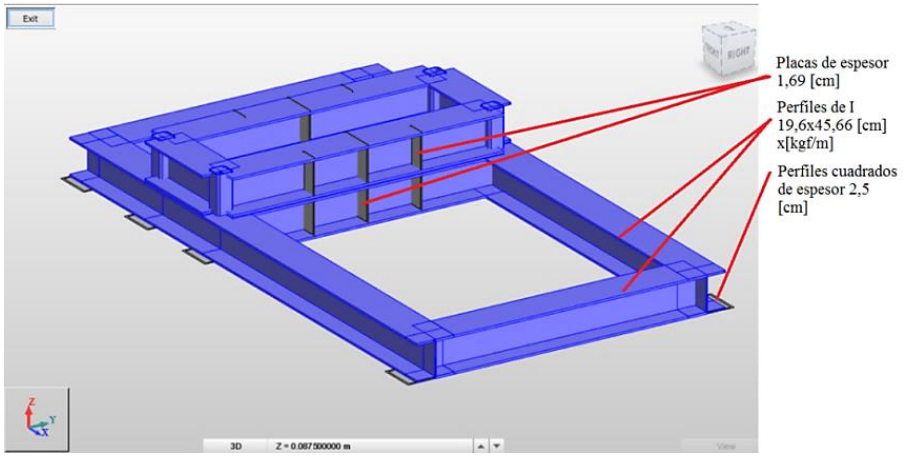


Figura 5.3: Componentes del chasís metálico del banco de pruebas. Software Robot.

Con respecto al mallado:

- Las placas y pletinas se modelaron como tipo láminas, esto quiere decir modelados con elementos finitos y sin rigidez adicional que la proporcionada por el material y la geometría. Se ajustó el mallado tamaño máximo 0,05 m con análisis del tipo de mallado *Delaunay* **[12]** mostrado en la Figura 5.5. Se ocuparon al menos ocho decimales al momento de definir nodos y juntar elementos (figura 5.4).

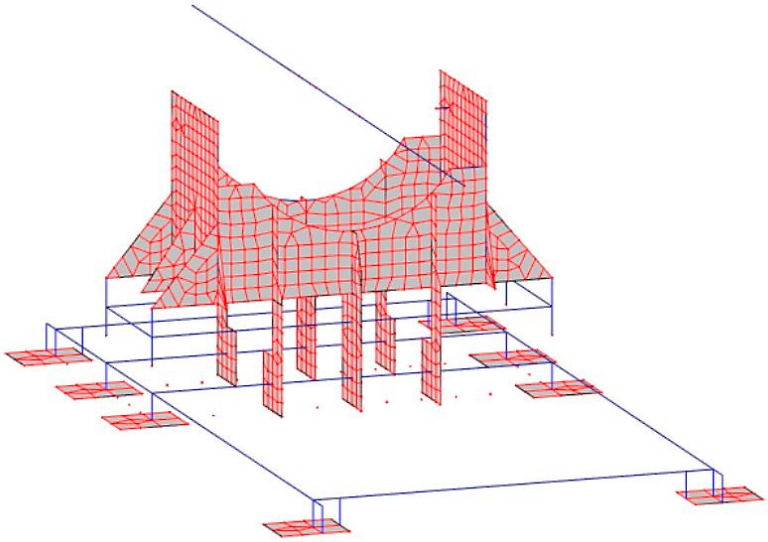


Figura 5.5: Mallado de la estructura banco de pruebas. Software Robot.

- En la figura 5.6 se muestra la malla correspondiente al módulo del banco de pruebas, donde se aprecia la unión de placas con nodos que son comunes en ambas. Se tuvo que tener presente las discontinuidades que se generan en el diseño geométrico y al momento de juntar elementos.

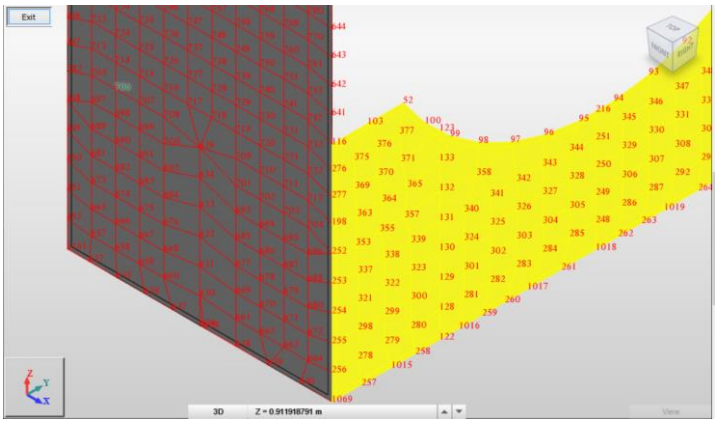


Figura 5.7: Modelación del mallado del módulo del banco de pruebas. Software Robot.

5.1.3. Fundación banco de pruebas

La estructura del banco de pruebas se posicionó sobre la losa como se muestra la Figura 5.8.

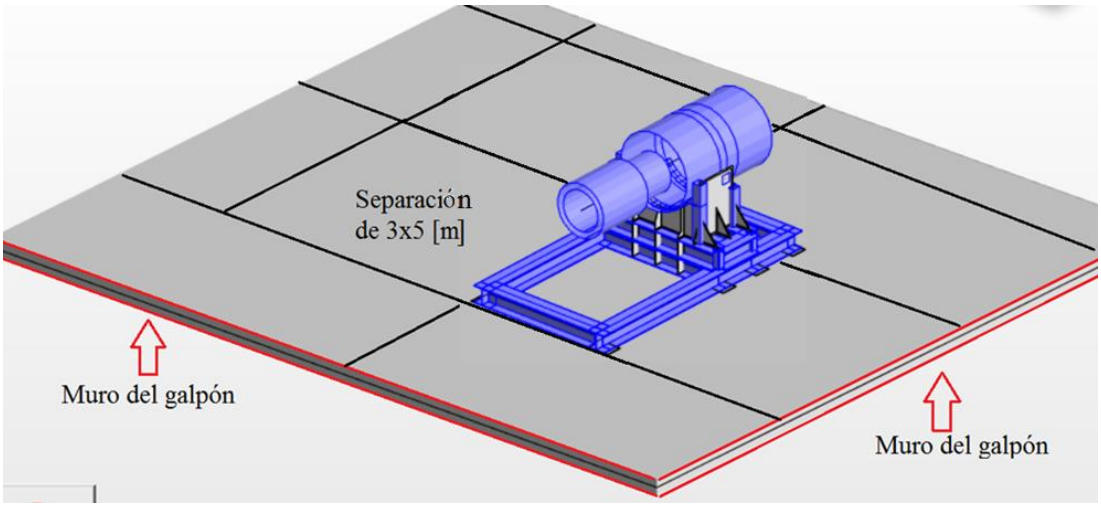


Figura 5.8: Fundación banco de pruebas en KRCC Santiago. Software Robot.

La losa se modeló con hormigón H30 sin fibras metálicas y sin barras de refuerzo. El módulo de elasticidad fue estimado según el ACI-318S-11 **[10],** resultando 23.500 MPa para una resistencia cilíndrica $f'c$ de 25 MPa.

Adicionalmente se tomaron las siguientes consideraciones:

- No se modelaron las juntas de dilatación correspondientes a la losa de Santiago, principalmente porque se supuso que entre losas cortas toda la deformación es traspasada.
- La dimensiones de la losa son de 8 m x 8 m x 0,2 m y el banco se posicionó según la Figura 5.8.
- En todas las caras laterales de la losa de 8 m x 8 m se restringieron los desplazamientos en los tres ejes.
- No se consideran efectos sísmicos.
- Se despreciaron las reacciones de corte del suelo de fundación, k_x y k_y y se utilizó la teoría Winkleriana para representar la reacción vertical k_z **[6]**.

- Debido a que se conoce la mala calidad del suelo del sector, se estimó un mejoramiento de la sub-rasante y una base tratada. Se asignó un coeficiente de reacción de la sub-rasante equivalente a CBR 80% y 40 centímetros de base con CBR de 35%. Se utilizó el coeficiente de reacción combinado del suelo, obtenido de la ecuación (2.8) de esta memoria.
- Se ocupó una losa tipo *Shell* modelado según elementos finitos, con rigidez parcial (rigidez en el plano XY global del sistema). Se estimó un espesor de 0,2 m.

Con respecto al mallado de la fundación:

- El tamaño de los elementos del mallado de la losa fue de 0,15 m, disminuyendo esta dimensión en las zonas de contacto con la estructura del banco de pruebas, como se observa en la Figura 5.9. El mallado de la fundación se realizó mediante el método *Delaunay* **[12]**. Se desestimó que un mallado más fino mejore los resultados.

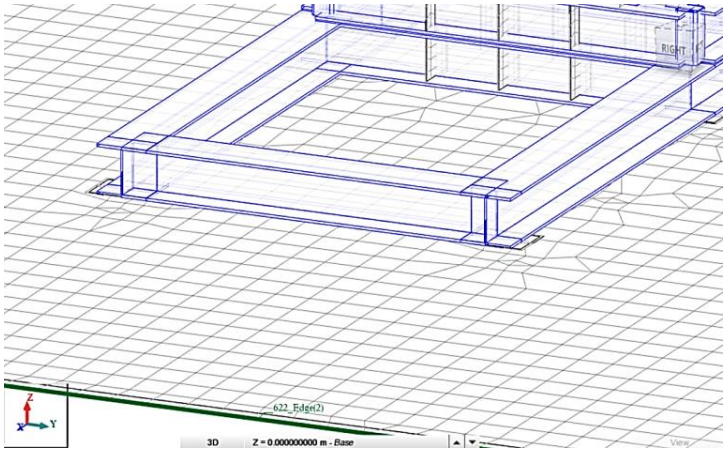


Figura 5.9: Tamaño de malla en la losa y en las cercanías de apoyos. Software Robot.

5.2. Resultados del modelo en Robot *Analisys Structural*

A modo de comparación, primero se presentan los resultados de las frecuencias resonantes de la estructura del banco sin fundación, o mejor dicho, considerando apoyos que no se desplazan, para luego presentar los resultados con fundación con parámetros de rigidez realistas.

Las frecuencias se muestran en una tabla resumida con los diez primeros modos de vibrar y el porcentaje de masa involucrada en cada movimiento, luego se esquematiza el movimiento a partir de imágenes tomadas del programa Robot.

5.2.1. Resultados del banco de pruebas sin fundación

Los resultados a continuación, fueron obtenidos considerando apoyos infinitamente rígidos. La Tabla 5.1 muestra las frecuencias resonantes y las masas involucradas en cada movimiento.

Observación:

- Para la Tabla 5.1 y la Tabla 5.2 se muestran los ejes en coordenadas globales, por lo que denominan eje “x” al longitudinal al alternador, eje “y” al transversal, y eje “z” al eje vertical.
- Además denominan “Ux” al desplazamiento en dirección longitudinal y “Rx” a la rotación en torno a ese mismo eje.

Tabla 5.1: Resultado análisis modal, banco de pruebas sin fundación.

		Masa relacionada en el movimiento %					
Modo	Frecuencia [Hz]	Ux	Uy	Uz	Rx	Ry	Rz
1	29,61	61,69	0	1,07	0	1,07	0
2	30,22	0	39,96	0	0,44	0	1,66
3	59,87	33,12	0	7,43	0	1,73	0
4	74,42	0	48,68	0	3,19	0	1,38
5	90,84	0,55	0	4,16	0	0,65	0
6	92,69	0,3	0	0,02	0	0,96	0
7	108,55	0,01	0,04	0,32	0,14	0,01	0
8	110,60	0	0,03	0	0	0	0
9	119,70	0,56	0	81,9	0	0,13	0
10	132,07	0,01	0	0,11	0	0,01	0

5.2.1.1. Movimiento del sistema a 29,61 Hz - Modo 1

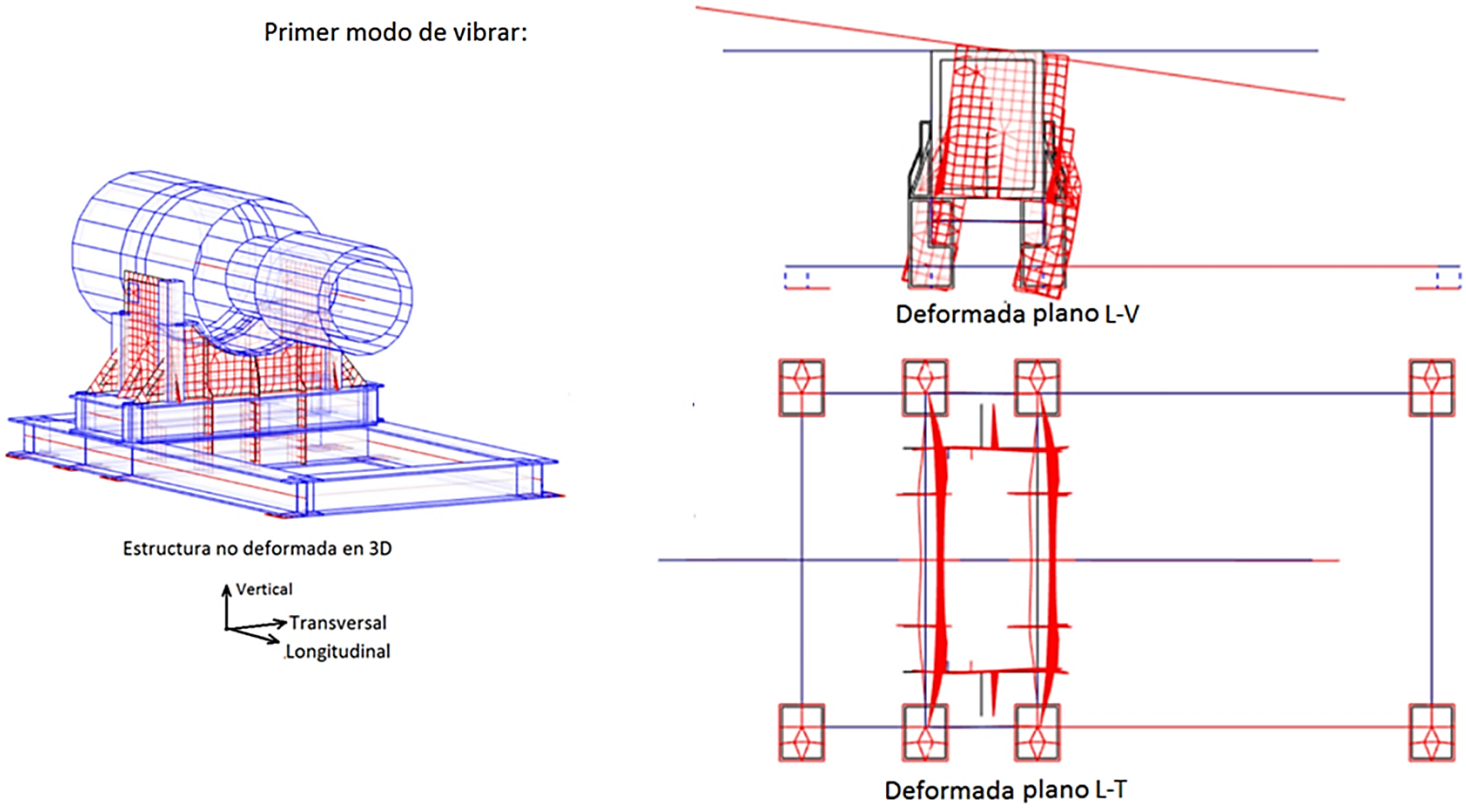


Figura 5.10: Esquema de la deformada a 29,61 Hz. El conjunto alternador-motor eléctrico presenta desplazamiento en dirección longitudinal y un movimiento rotacional del tipo cabeceo.

5.2.1.2. Movimiento del sistema a 30,22 Hz - Modo 2

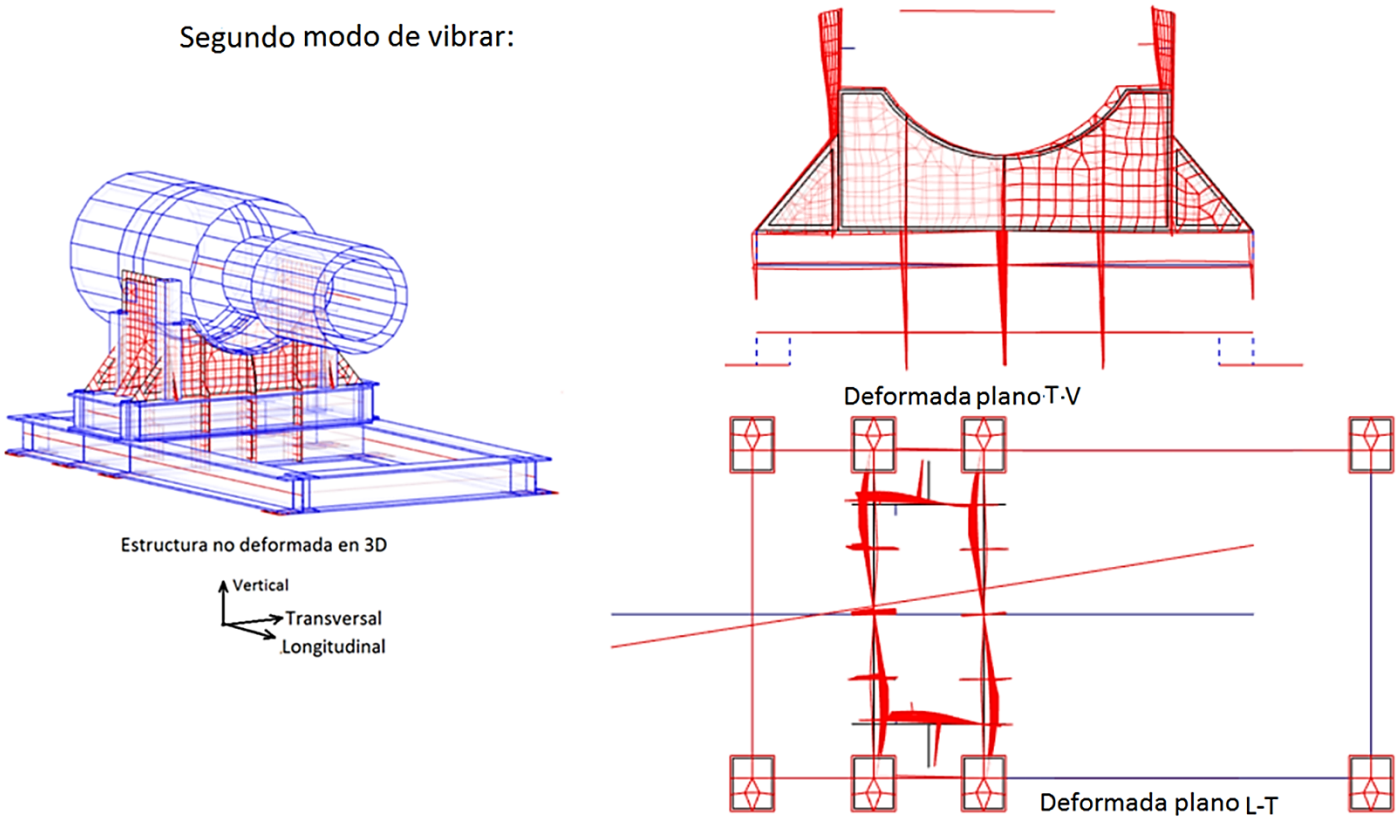


Figura 5.11: Esquema de la deformada a 30,22 Hz. El conjunto presenta un movimiento rotacional en torno a su eje vertical del tipo torsión.

5.2.1.3. Movimiento del sistema a 59,87 Hz - Modo 3

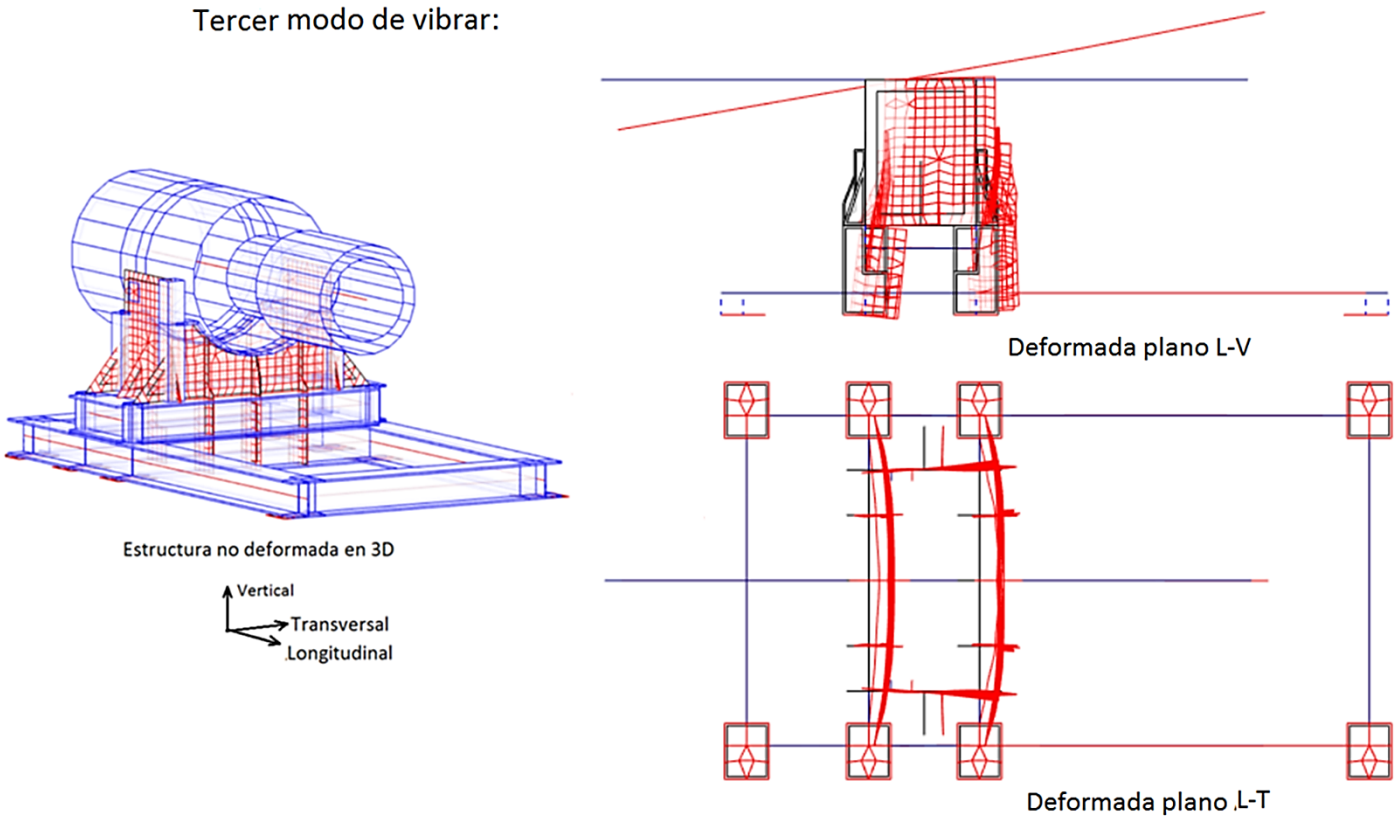


Figura 5.12: Esquema de la deformada a 59,87 Hz. El conjunto presenta un movimiento del tipo cabeceo más un desplazamiento vertical.

5.2.1.4. Movimiento del sistema a 74,42 Hz - Modo 4

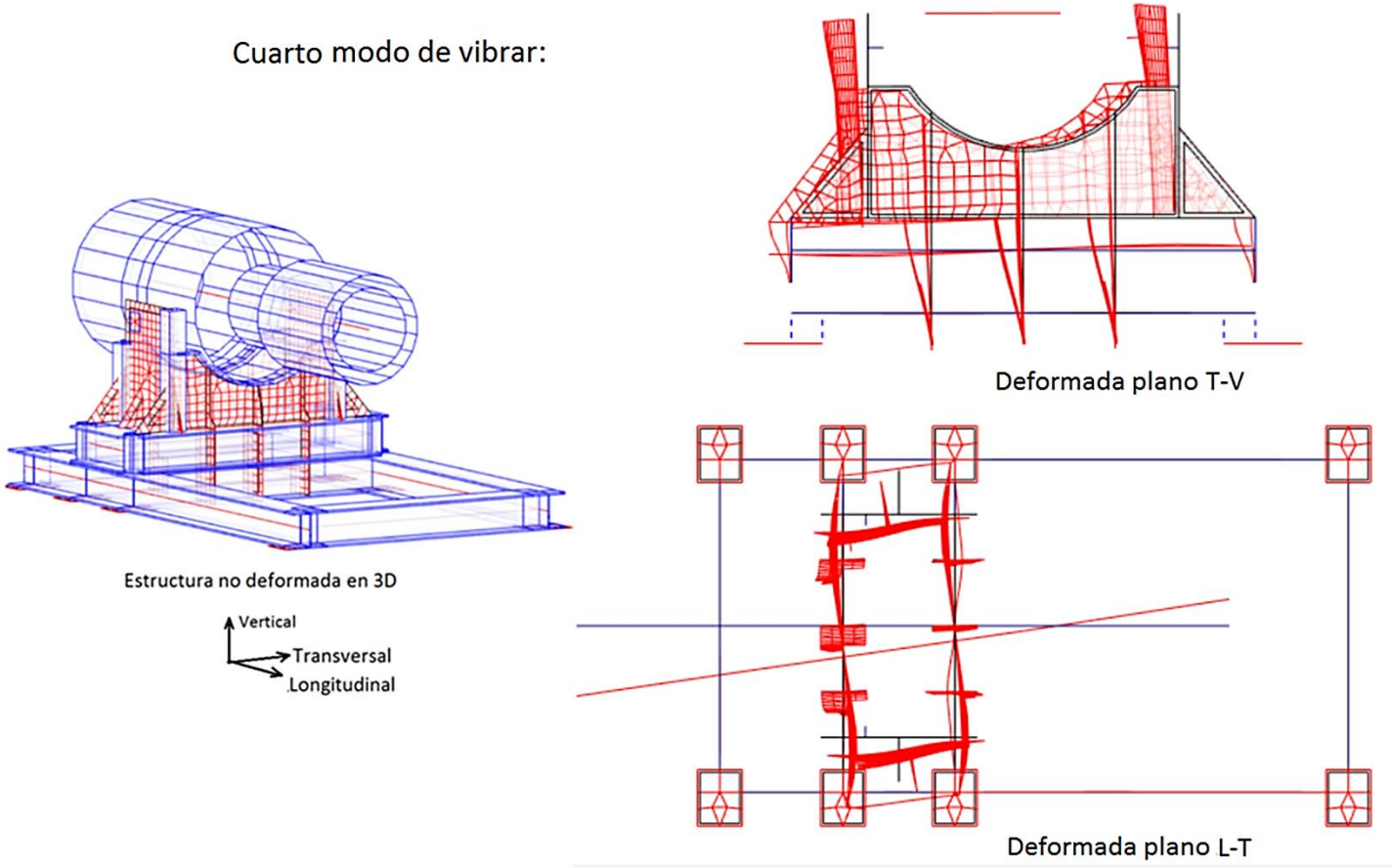


Figura 5.13: Esquema de la deformada a 74,42 Hz. El conjunto presenta una gran traslación en dirección transversal y un movimiento rotacional del tipo torsión.

5.2.2. Resultados del banco de pruebas con fundación

A continuación en la Tabla 5.2 se presenta las frecuencias para cada modo de vibrar y las masas asociadas a los movimientos traslacionales y rotacionales luego, a modo de esquema, se presentarán los primeros cuatro modos más importantes.

El coeficiente de reacción vertical combinado fue de $k_z = 206\ \frac{MPa}{m}$.

Tabla 5.2: Resultado análisis modal, banco de pruebas con fundación.

		Masa relacionada en el movimiento %					
Modo	Frecuencia [Hz]	Ux	Uy	Uz	Rx	Ry	Rz
1	24,16	8,63	0	0,26	0	0,33	0
2	25,37	0	7,26	0	0,97	0	1,17
3	51,22	0,56	0	26,41	0	0,01	0
4	53,06	0	4,13	0	3,53	0	1,68
5	65,93	4,03	0	2,54	0	0,72	0
6	91,50	0,01	0,05	32,19	0,01	0	0,01
7	92,40	0,11	0	0,03	0	0	0
8	102,26	0,07	0	3,31	0	0	0,01
9	104,40	0	0,03	17,9	0	0	0
10	105,60	0	0,26	2,04	0	0	0,03

Observación:

- Considerar el eje “x” como el eje longitudinal al alternador, el eje “y” como el eje transversal, y por último el eje “z” como el eje vertical.
- También considerar que “Ux” es el desplazamiento en dirección longitudinal y que “Rx” es la rotación en torno a este mismo eje.

5.2.2.1. Movimiento del sistema a 24,16 Hz - Modo 1

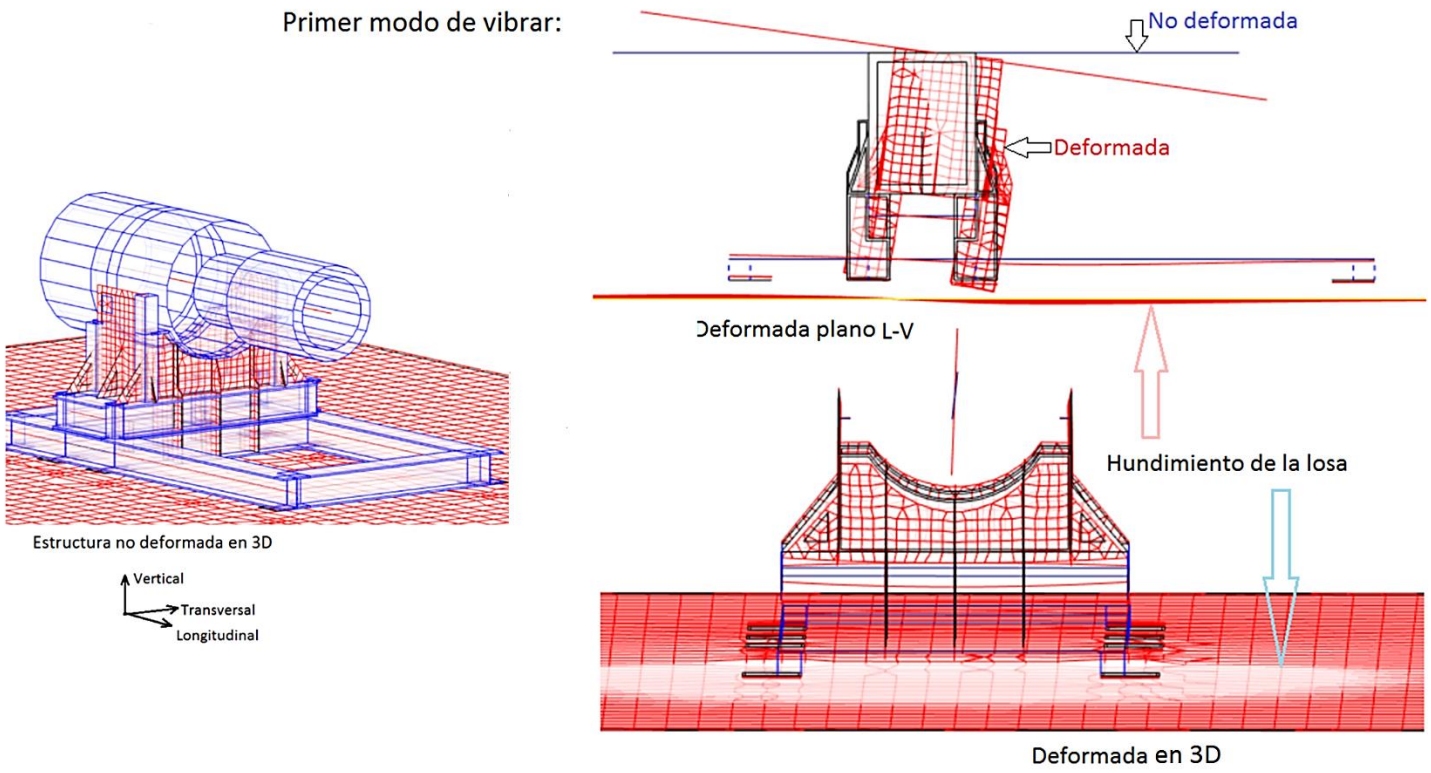


Figura 5.14: Esquema de la deformada a 24,16 Hz. El sistema alternador-soporte metálico-fundación presenta modo rotacional del tipo cabeceo.

5.2.2.2. Movimiento del sistema a 25,37 Hz - Modo 2

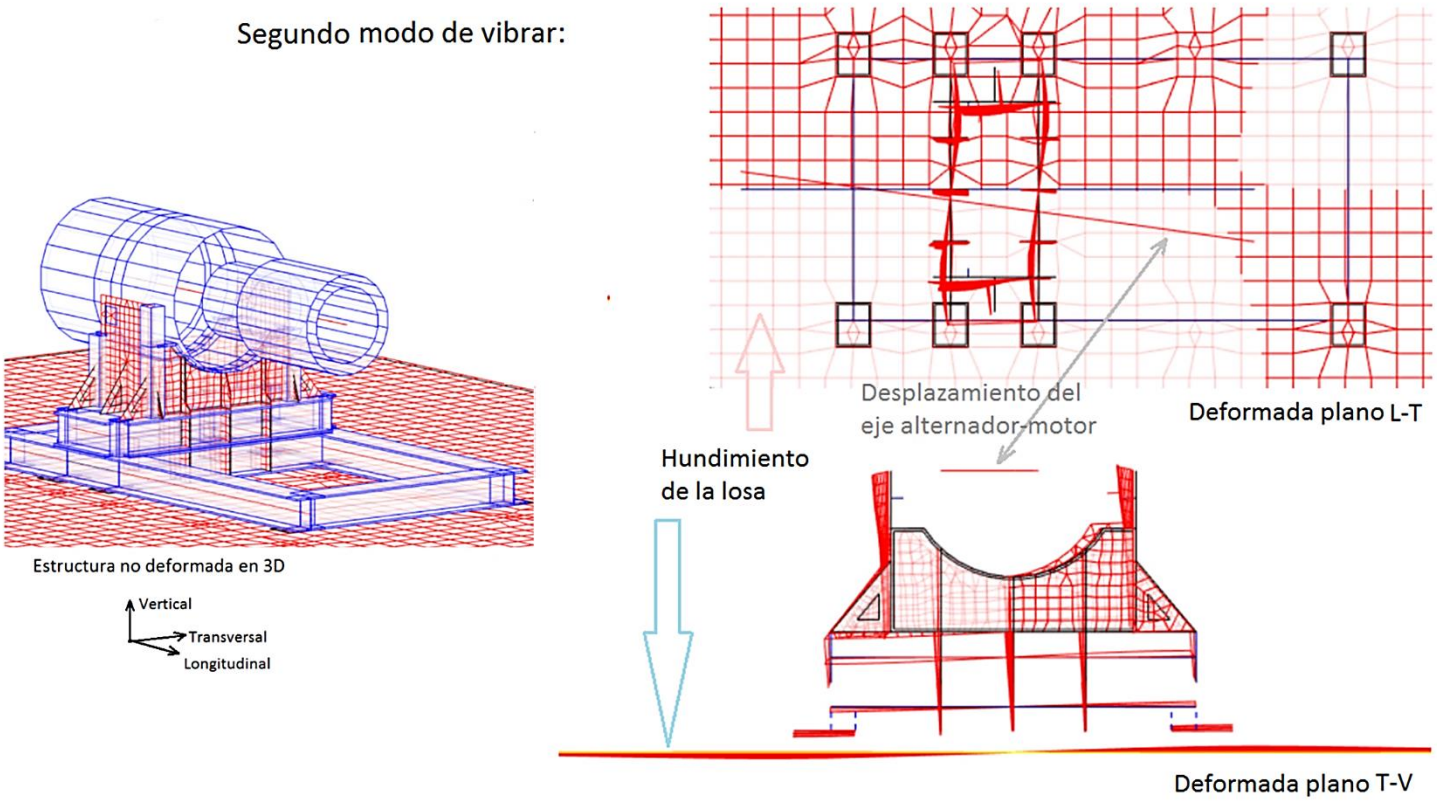


Figura 5.15: Esquema de la deformada a 25,37 Hz. El sistema presenta modo rotacional del tipo balanceo.

5.2.2.3. Movimiento del sistema a 51,22 Hz - Modo 3

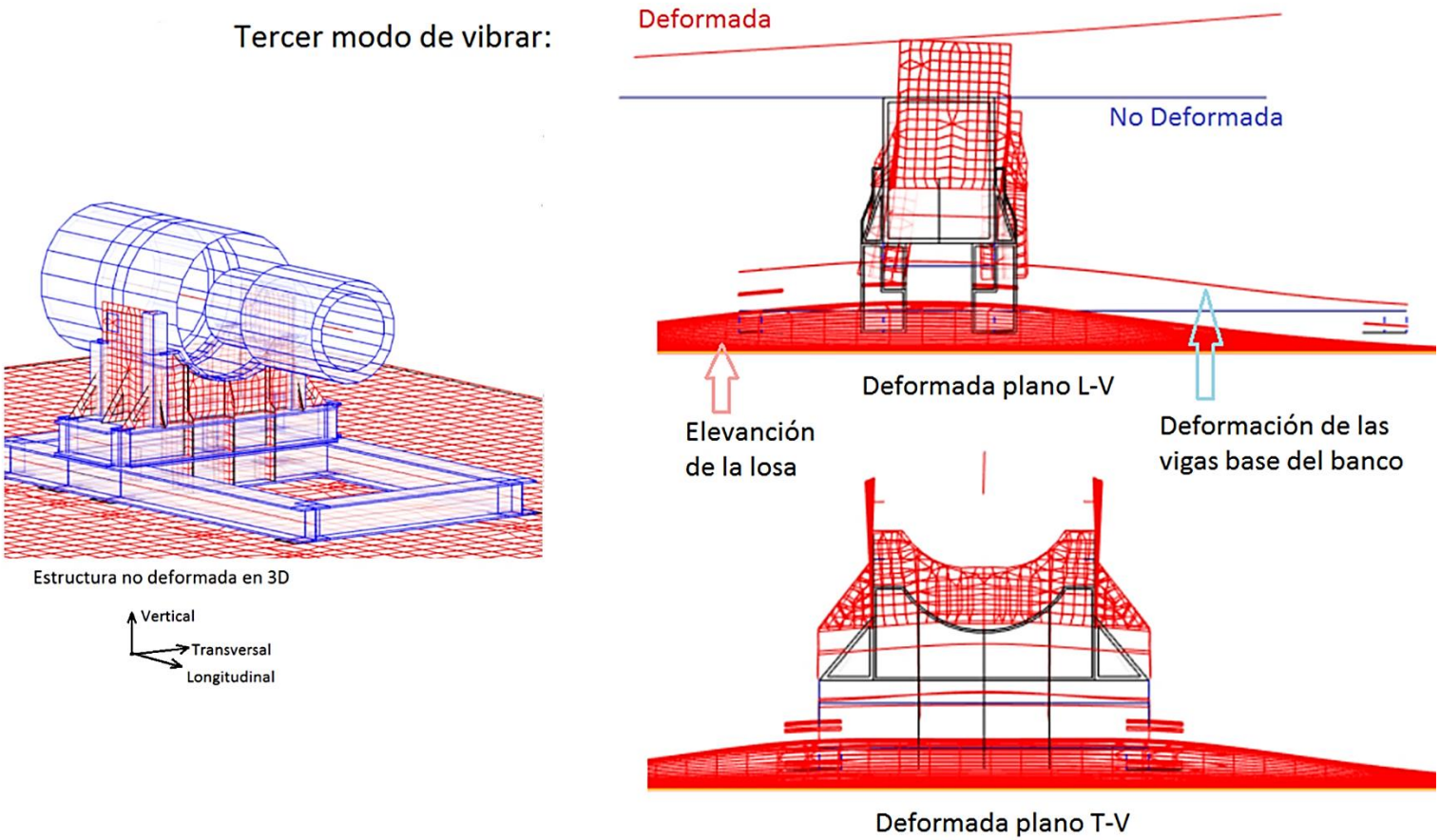


Figura 5.16: Esquema de la deformada a 51,22 Hz. El movimiento corresponde a la elevación de la losa.

5.2.2.4. Movimiento del sistema a 53,06 Hz - Modo 4

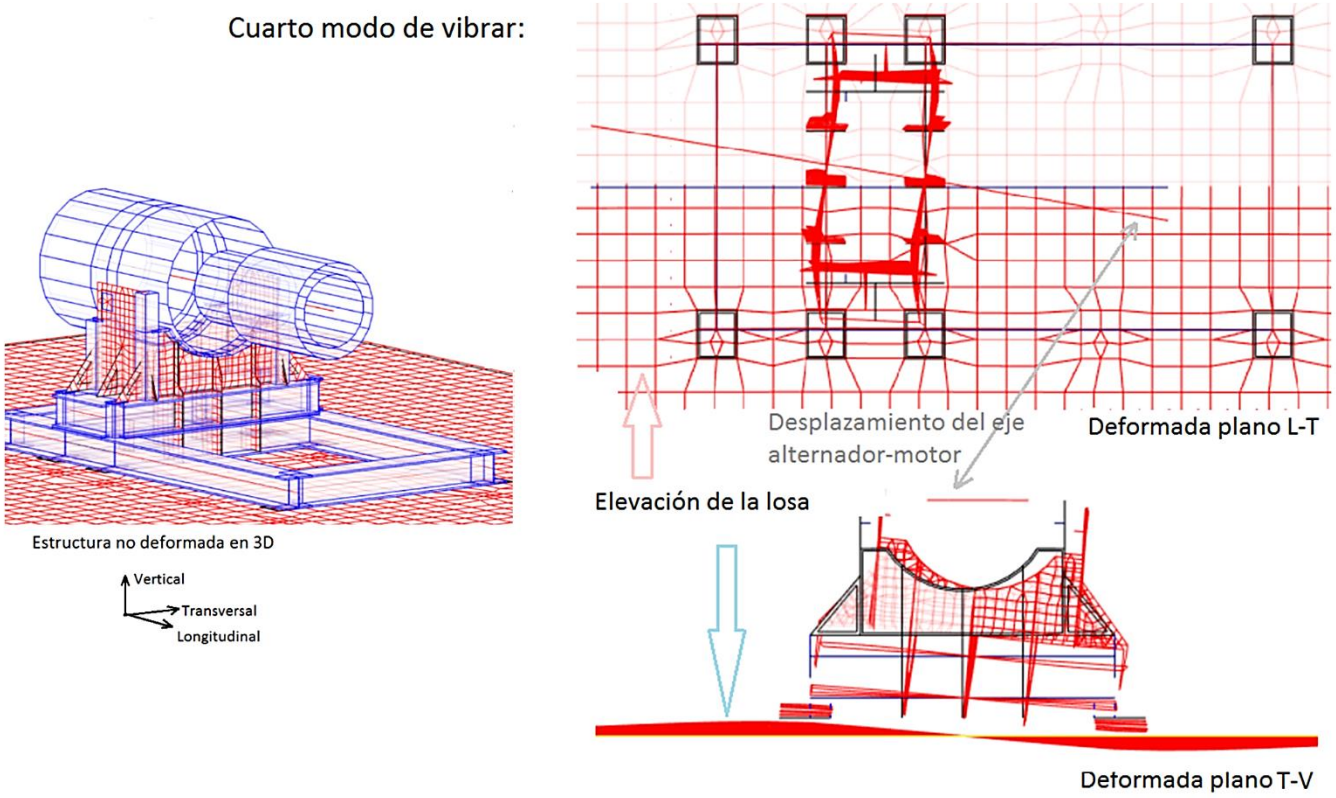


Figura 5.17: Esquema de la deformada a 53,06 Hz. El sistema presenta un movimiento del tipo balanceo.

Capítulo VI: Modificaciones propuestas al banco de pruebas

Se presenta las modificaciones propuestas a la estructura del banco de pruebas, estudiadas a partir de dos programas: Robot y ANSYS. Estas fueron pensadas para reducir los movimientos del tipo cabeceo y balanceo del sistema alternador-estructura-fundación y el movimiento de torsión del conjunto respecto a un eje vertical.

Se describen las modificaciones dos nuevos diseños: uno realizados con el software Robot y la segunda con la asesoría de una empresa externa en el software ANSYS. Estas ayudaron a elevar las frecuencias de los modos de vibrar de la estructura existente.

Tanto la estructura existente con las modificaciones propuestas como los nuevos diseños debieron cumplir con las especificaciones de KRCC **[3]** que, en lo principal, señalan que las frecuencias naturales de estructuras para pruebas de máquinas rotativas, con la máquina sometida a pruebas montada, deben encontrarse alejadas por lo menos un 10% de las frecuencias de prueba y que el doble de las frecuencias de pruebas ±5%, no debe coincidir con ninguna frecuencia armónica superior.

6.1. Fundamentos de las modificaciones propuestas

6.1.1. Distribución del peso y la ubicación de las fuerzas dinámicas

Respecto a este punto, uno de los aspectos importantes fue mantener el centro de masas de la máquina sometida a pruebas alineado verticalmente al centro de masa de su estructura soportante. Una desalineación tiende a bajar las frecuencias de modos rotacionales y aumentar el valor de las fuerzas dinámicas del sistema **[2]**. También se disminuyó la altura del centro de masas del conjunto, con respecto al de la fundación.

.

6.1.2. Condiciones de apoyo de los componentes

En adelante en las modelación se considera apoyando el extremo libre del motor eléctrico que se encontraba suspendido. Esto provoca que el conjunto aumente la frecuencia del modo rotacional del cabeceo y la torsional, también en cada una se mejoró la condición de apoyo del estator sobre la cuna del banco.

Es debido a lo anterior, que ambas estructuras se modelaron presentando una mejor fijación del motor eléctrico; apernada en dirección horizontal a la caja de acoplamiento y ésta última a su vez apoyada verticalmente al chasís, y la zona de apoyo lateral del alternador, se rigidizó mediante perfiles IPE300 y contrafuertes en dirección transversal. Ver Figura 6.1 y Figura 6.9.

6.1.3. Aumento de la rigidez del chasís metálico

Con la modelación en Robot se aumentó la rigidez del chasís metálico a partir de estructuras triangulares tipo entramados ubicados en dirección longitudinal del alternador, como se muestra Figura 6.5, el resultado fue una elevación en las frecuencias de cabeceo del sistema.

En el nuevo diseño de la estructura, en ANSYS, se aumentó el ancho del chasís en dirección transversal (Figura 6.9) y se adicionaron placas-contrafuertes, con el fin de resistir mejor los movimientos transversales y los modos rotacionales.

Para ambos modelos se consideró además agregar placas de apoyos verticales entre el chasís y la fundación, con el fin de elevar la frecuencia natural vertical.

6.1.4. Modificación de la fundación

Se procesó el modelo en el programa ANSYS utilizando diferentes espesores para la losa, en la Tabla 6.3 y Tabla 6.5 se muestra las frecuencias naturales de todos los alternadores analizados: GTA22-26-34-39-41-42, y para los espesores de 20 y 50 cm. A modo de resumen, se encontró que aumentar el espesor eleva la frecuencia relacionada al balanceo y cabeceo del sistema, pero elevando más la frecuencia de balanceo que la de cabeceo. También disminuye la frecuencia relacionada con el movimiento vertical de la losa.

Con respecto a la longitud y el ancho de la losa y usando los resultados del modelo en ANSYS, se encontró que incrementar estas dimensión aumenta las frecuencias rotacionales del sistema.

6.1.5. Calidad del suelo de fundación

Un aumento de la calidad del suelo bajo la losa aumenta las frecuencias naturales del sistema, específicamente la rotación en torno a los ejes horizontales y el movimiento de elevación de la losa, debido a un aumento de la rigidez en la base estabilizada y del coeficiente de reacción k_z **[3]** como se presenta en la Tabla 6.3.

El problema que presenta esta modificación es que aumenta considerablemente los costos y el tiempo detenido de operación, y solo se justifica si la fundación presenta niveles de vibración por sobre lo aceptable (Sección 3.2.3.2), donde pueda afectar a estructuras cercanas o trabajadores.

6.2. Nuevo diseño de la estructura modelado en Robot

En la Figura 6.1, se muestra la primera modelación, esta presenta placas curvadas de gran espesor que sirven para apernar el extremo del estator y el motor eléctrico, además de pletinas-contrafuertes que rigidizan las placas curvadas en dirección longitudinal. También presenta un perfil rectangular que mejora la fijación lateral apernada del estator. Por otro lado, el chasís metálico es el mismo que el del banco fabricado en KRCC.

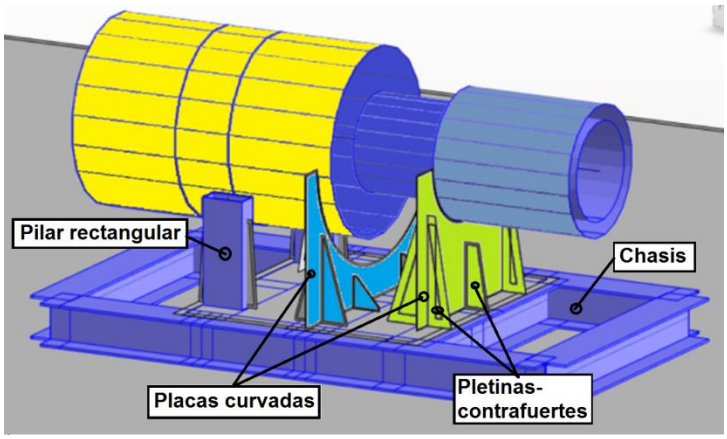


Figura 6.1: Primera modelación de modificaciones, software Robot.

El nuevo diseño de la estructura es adecuado para un alternador de modelo GTA41 sobre una losa de dimensiones 8 m x 8 m x 0,3 m, esto quiere decir, diez centímetros más que la losa existente en KRCC, pero para el mismo valor de la reacción vertical k_z.

Las uniones apernadas de las placas curvadas fueron modeladas como conexiones rígidas, mostradas en la Figura 6.2. Lo mismo ocurrió con el apoyo lateral del estator sobre el perfil cuadrado.

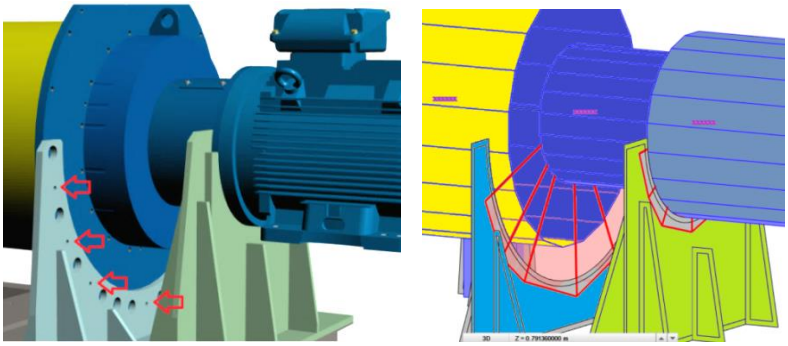


Figura 6.2: Herramientas ocupadas en la modelación preliminar del banco de pruebas. Software Robot.

A continuación, en la Tabla 6.1, se muestran las primeras cuatro frecuencias y se describen sus modos de vibrar.

Tabla 6.1: Primeras cuatro frecuencias obtenidas del diseño inicial, software Robot.

Modo	Frecuencia [Hz]	Movimiento principal
1	50,21	Rotación en torno al eje transversal
2	60,99	Rotación en torno al eje longitudinal
3	62,87	Traslación en dirección vertical
4	87,31	Rotación en torno al eje longitudinal

El siguiente paso, fue mejorar la rigidez del chasís metálico de la estructura anterior pero volviendo a la losa de veinte centímetros, para esto se adicionó entramados triangulares de sección cuadrada en la dirección longitudinal del alternador (figura 6.3). Además se utilizó el mismo coeficiente de reacción del suelo.

A modo de presentar una estructura más robusta, se alargaron las placas curvadas en dirección transversal como se muestra en la figura 6.4.

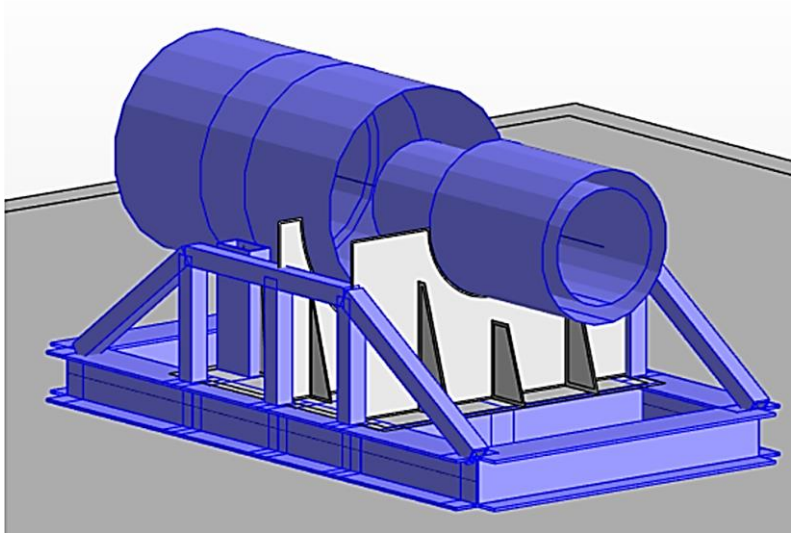


Figura 6.5: Mejora del primer modelo presentado en el software Robot.

En la Tabla 6.2, se muestran las primeras cuatro frecuencias obtenidas. Además, en la Figura 6.6, Figura 6.7 y Figura 6.8 se esquematizan los primeros tres modos de vibrar.

Tabla 6.2: Tabla de frecuencias para el modelo preliminar de KRCC con entramados.

Modo	Frecuencia [Hz]
1	50,78
2	56,95
3	65,31
4	103,05

6.2.1. Movimiento del sistema a 50,78 Hz - Modo 1

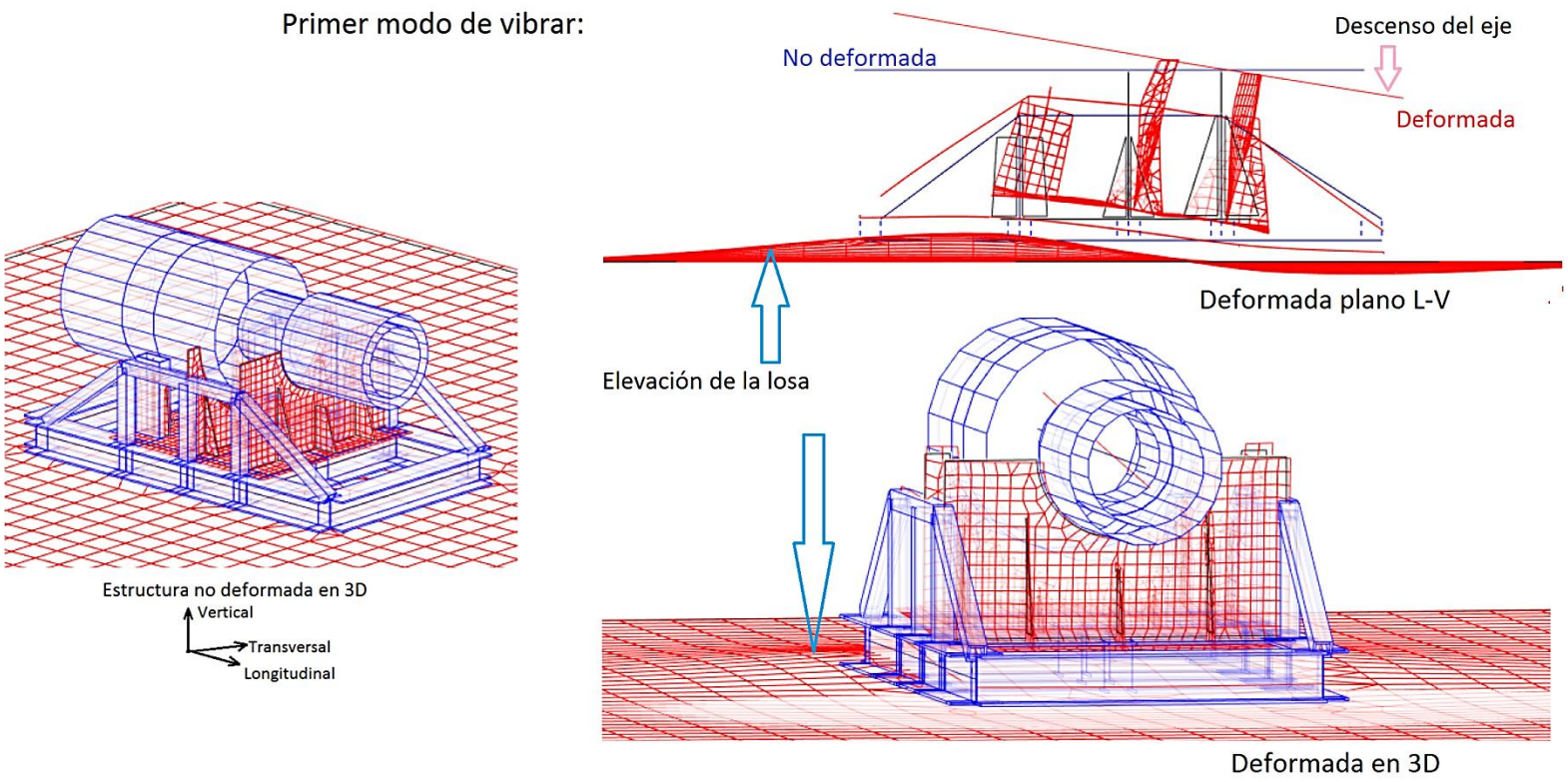


Figura 6.6: Esquema de la deformada a 50,78 Hz. El sistema presenta un movimiento del tipo cabeceo.

6.2.2. Movimiento del sistema a 56,95 Hz - Modo 2

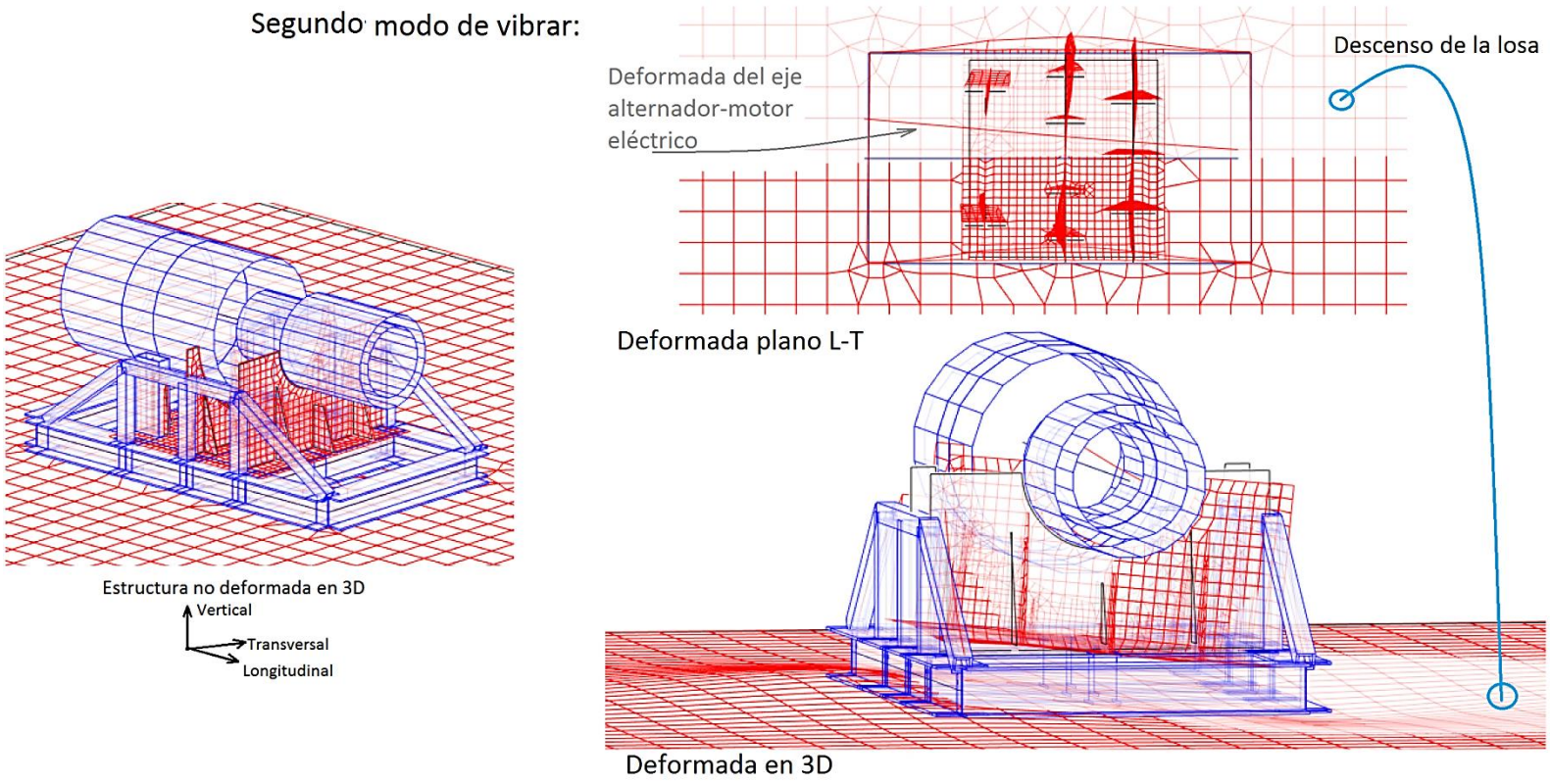


Figura 6.7: Esquema de la deformada a 56,95 Hz. El sistema presenta una rotación del tipo balanceo.

6.2.3. Movimiento del sistema a 65,31 Hz - Modo 3

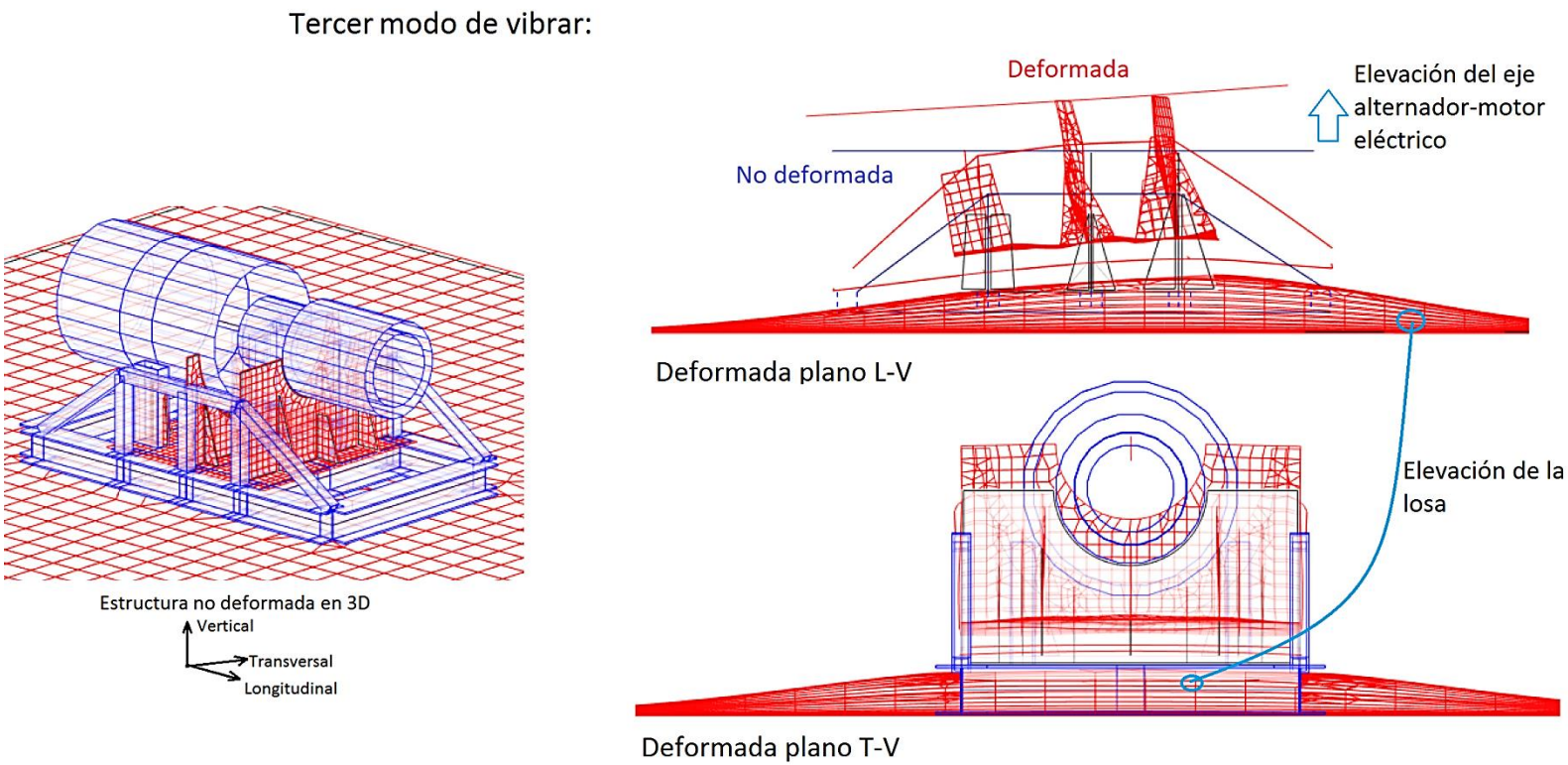


Figura 6.8: Esquema de la deformada a 65,31 Hz. La losa presenta una traslación vertical.

6.3. Modelación en software ANSYS

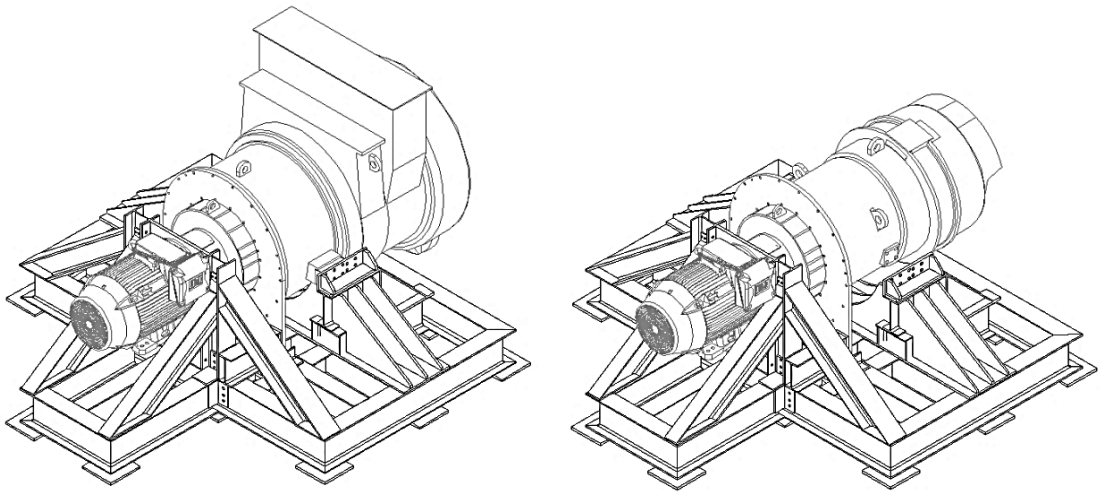


Figura 6.9: Modelación en ANSYS, banco con alternadores tipo GTA39 (izq.) y GTA41 (der.).

En la Figura 6.9 se presenta el nuevo diseño modelada con el software ANSYS. Este modelo corresponde al trabajo en conjunto entre KRCC Santiago y una empresa externa, donde al ser Komatsu Reman el mandante, presentó las siguientes especificaciones en el diseño:

- Diseñar una solución de soporte estructural que cumpla con la norma internacional IEC60034-14 para usar en los alternadores que prueba KRCC.
- Ocupar únicamente perfiles comerciales disponibles en el mercado. La finalidad de esto es poder cumplir con los plazos acotados del proyecto.
- Dejar suficientes espacios para maniobras de cualquier operario al momento de acoplar el alternador al banco.
- Finalmente, para que la estructura pueda ser embalada y transportada, tiene que cumplir con ciertas dimensiones máximas.

6.3.1. Resultados del modelo ANSYS

- Se modeló una losa de características hormigón H30 (NC 90%), espesor 20 centímetros, dimensiones 5 m x 4 m y coeficiente de balasto calculado según el Código de normas del MINVU **[11]**.
- Se consideró un suelo tratado con CBR de la sub-rasante de 80% y una base de espesor 40 centímetros con CBR 30%.
- La estructura del banco de pruebas fue ubicada céntrica con respecto a la losa.

En las Tabla 6.3, Tabla 6.4 y Tabla 6.5 se muestran los resultados de las iteraciones realizadas por la empresa externa. Los cuadros pintados de color verde cumplen el criterio de aceptación **[3]** y los cuadros de color rojo no cumplen. Fop1, Fop2 y Fop3 son las frecuencias de operación y a las cuales se prueba los alternadores. Estas son entregadas por KRCC según manuales de operación del fabricante de la máquina y su rango fue obtenido de la norma IEC60034-14 **[3]**.

Algunos aspectos de interés de las Tabla 6.3, Tabla 6.4 y Tabla 6.5 son:

- En las tablas se denominó que la traslación en Y representa un movimiento del tipo cabeceo del sistema, la traslación en el eje X es un movimiento del tipo balanceo y la Y(Z) representa un movimiento vertical de la losa.
- En las tablas se señalan frecuencias naturales se señala el eje donde se produce la mayor traslación del sistema. Por ejemplo en el alternador GTA41 la primera frecuencia obtenida es de 51,1 Hz y presenta movimiento traslacional en eje Y, el cual en el modelo ANSYS representa el movimiento vertical. El eje X es el movimiento transversal y el Z es el longitudinal.
- El alternador tipo GTA39 es que posee la mayor masa y el centro de masas más desplazado de la zona de apoyo, en dirección axial al componente. Los alternadores pequeños GTA22-26-34-41-42 difieren en peso y ubicación del centro de gravedad.
- “fop2*” es una frecuencia de operación modificada

Tabla 6.3: Resumen de frecuencias naturales de alternadores y su movimiento principal para una losa de 5x4x0,2 [m]. Modelo ANSYS.

Losa de 5x4x0,2 [m]				1X						2X					
Alternadores	fn1	fn2	fn3	fop1		fop2		fop3		fop1		fop2		fop3	
GTA39	49,6 - Y	53,1- X	71,3 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA22	56,2 - Y	60,0 - X	75,1 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA26	54,2 - Y	57,9 - X	75,1 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA34	55,3 - Y	59,0 - X	75,0 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA41	52,3 - Y	55,9 -X	73,9 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA42	52,8 - Y	56,5 -X	74,3 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
				fop1			fop2*			fop1			fop2*		
GTA39	49,6 - Y	53,1- X	71,3 - YZ	28.5	34.8		34.5	42.2		60.2	66.5		72.8	80.5	

Tabla 6.4: Resumen de frecuencias naturales de alternadores y su movimiento principal para una losa 5x4x0,2 [m] con suelo modificado. Modelo ANSYS.

Losa 5x4x0,2 CBR 90% Subrasante y CBR 80% Base				1X						2X					
Alternadores	fn1	fn2	fn3	fop1		fop2		fop3		fop1		fop2		fop3	
GTA39	50,46 - Y	54,18 - X	73,60 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA22	57,34 - Y	60,94 - X	76,96 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA26	55,16 - Y	58,83 - X	76,94 -YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA34	56,38 - Y	60,01 - X	76,88 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA41	53,22 - Y	56,8 - X	75,7 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA42	53,72 - Y	57,34 - X	76,12 - YZ	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2

Tabla 6.5: Resumen de frecuencias naturales de alternadores y su movimiento principal para una losa de 5x4x0,5 [m]. Modelo ANSYS.

Losa 5x4x0,5 [m]					1X						2X					
Alternadores	fn1	fn2	fn3	fn4	fop1		fop2		fop3		fop1		fop2		fop3	
GTA39	48,3 - Y	57,1 - X	59,7 - Y	147,0 - Z	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA22	54,5 - Y	64,3 - Y	65,5 - X	107,4 - Z	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA26	52,1 - Y	61,1 - X	62,7 - Y	100,7 - Z	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA34	52,6 - Y	61,9 - X	62,8 - Y	101,2 - Z	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA41	51,1 - Y	59,4 -X	62,1 - Y	98,5 -Z	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2
GTA42	51,4 - Y	59,8 -X	62,3 - Y	99,1 - Z	28.5	34.8	31.5	38.5	37.8	46.2	60.2	66.5	66.5	73.5	79.8	88.2

- Donde “fn” es la frecuencia natural del conjunto, “fop1” y “fop2” son las frecuencias de operación 1 y 2, respectivamente.

Capítulo VII: Discusión de resultados

7.1. Resultados

En este capítulo se analizarán los resultados del trabajo experimental. Como primer análisis, se estudiaran las primeras frecuencias naturales encontradas en las pruebas de desaceleración del alternador existente, para luego exponer lo que ocurre durante la prueba a nivel de sistema. Los resultados serán comparados con lo encontrado en el ensayo de impacto y en la prueba grabada. Finalmente se presentará el desenlace de las modificaciones a las nuevas estructuras.

7.1.1. Análisis de las primeras frecuencias naturales y modos de vibrar

En la figura 7.1 se presentan los registros de dos alternadores GTA41 distintos para una prueba de desaceleración del taller Santiago. Ambos gráficos fueron sacados del Capítulo IV.

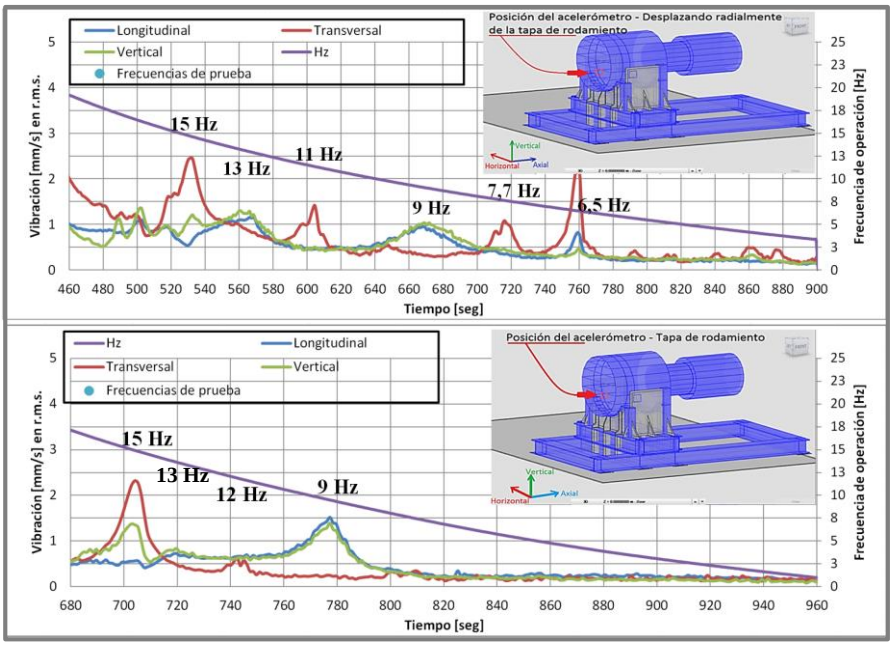


Figura 7.2: Pruebas de desaceleración con dos alternadores distintos tipo GTA41, taller Santiago. Detalle de la Figura 4.8.

La primera y tercera frecuencia (9 y 13 Hz) presentan un movimiento de cabeceo del conjunto alternador-motor eléctrico. La segunda y cuarta frecuencia (11 y 15 Hz) presentan movimientos del tipo torsión del conjunto. Las resonancias a 6,5 y 7,7 Hz, observables en el primer gráfico, pueden ser producto de falla en el rotor. Ambas máquinas estaban desbalanceadas.

La Figura 7.3 corresponde a un extracto de los gráficos observados en el Capítulo IV, el acelerómetro se ubicó en la zona del rodamiento y en la parte baja del chasís.

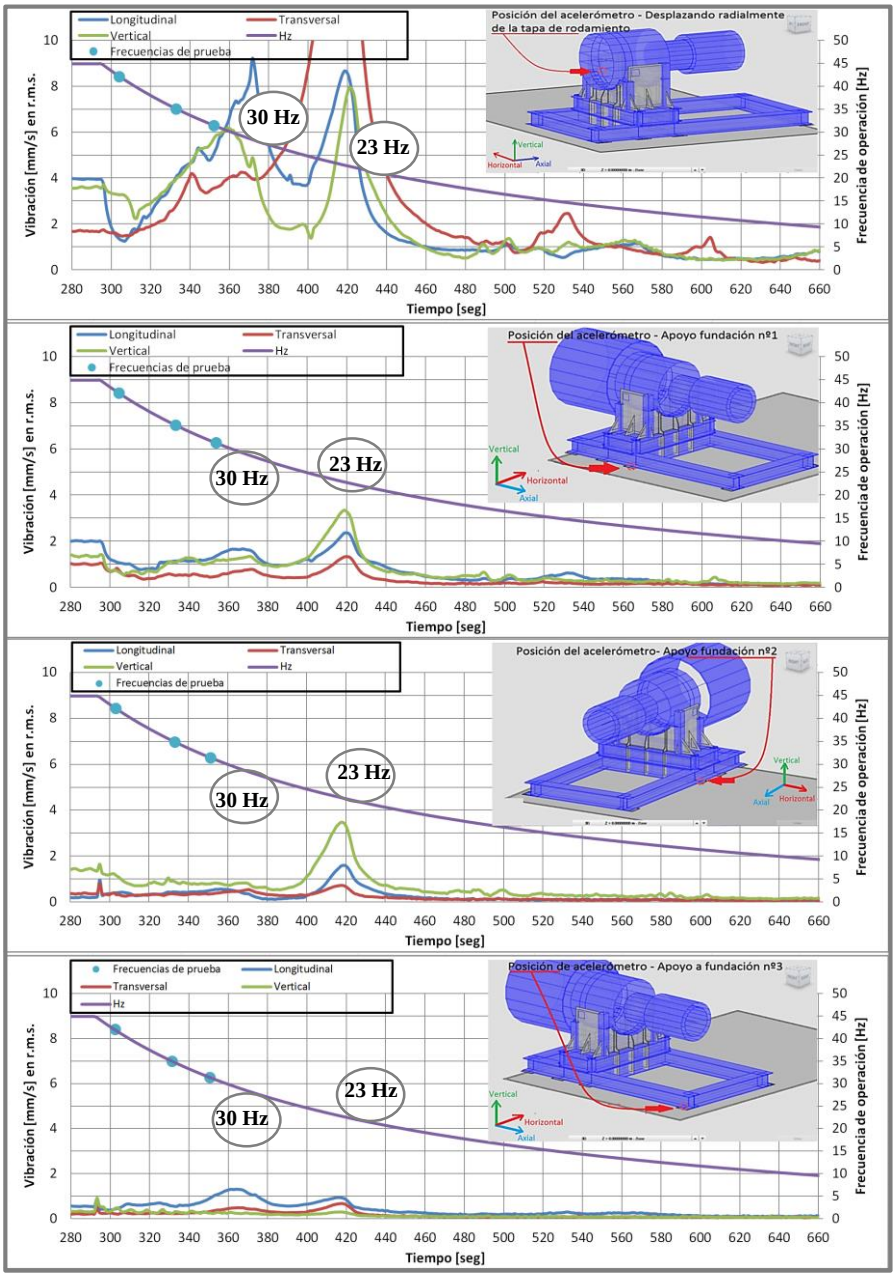


Figura 7.3: Pruebas de desaceleración mismo alternador GTA41, taller Santiago. Detalle de la Figura 4.8.

De la Figura 7.3 se destaca lo siguiente:

- A los 23 Hz, el conjunto presenta un movimiento de rotación en torno a la vertical tipo torsional, mientras que el movimiento de la fundación seria de balanceo, observado en

el segundo y el tercer gráfico de la Figura 7.3. A los 30 Hz el movimiento de cabeceo se atribuye al conjunto alternador-motor eléctrico.

- Los sensores ubicados en la zona baja del chasís registraron los movimientos de la fundación, y no registraron grandes movimientos de la fundación. Se estima que este comportamiento debería ser observados únicamente a frecuencias bajas, debido a que implican movimientos de grandes masas. Mayores frecuencias implican movimientos más complicados, lo cual es difícil de observar en una losa de fundación. Lamentablemente no fue posible con los equipos disponibles hacer la adquisición instantánea de la fase del movimiento.

A continuación en la Figura 7.4, se analiza el comportamiento de dos alternadores GTA41 distintos, para el taller Antofagasta y Santiago. Ambos registros corresponden al movimiento del alternador, con el sensor en la tapa de rodamiento.

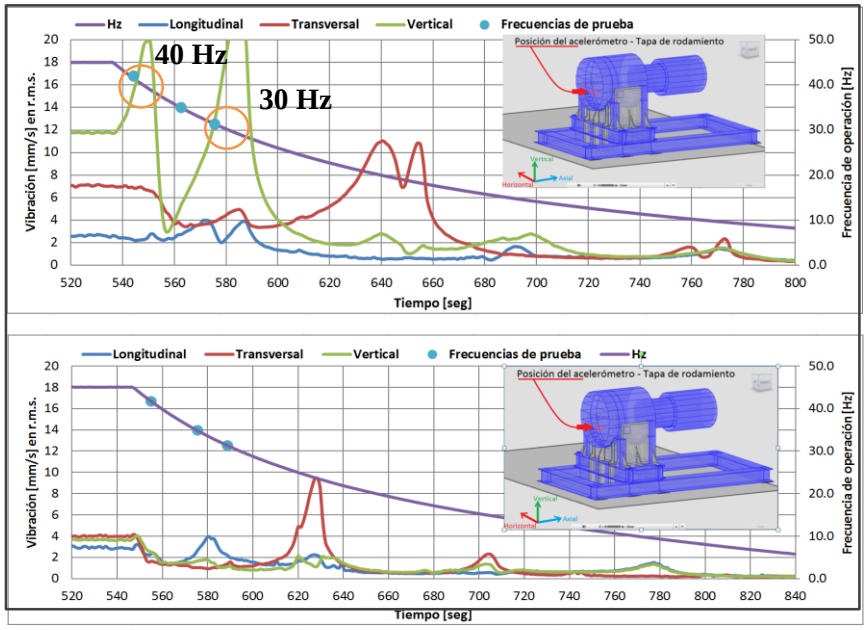


Figura 7.4: Registros del taller Antofagasta y Santiago, alternadores GTA41 distintos. Detalle de la Figura 4.6 y Figura 4.7.

Del taller Antofagasta:

- Se destaca las resonancias con excesivas vibraciones verticales, a los 30 y 40 Hz, atribuibles a una máquina con problemas mecánicos.

La fundación en Antofagasta y Santiago son distintas.

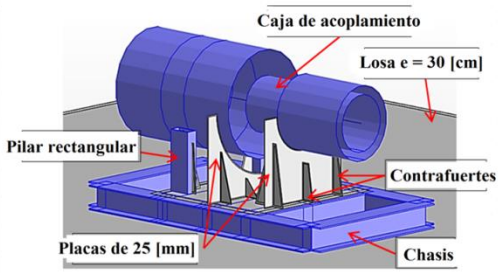
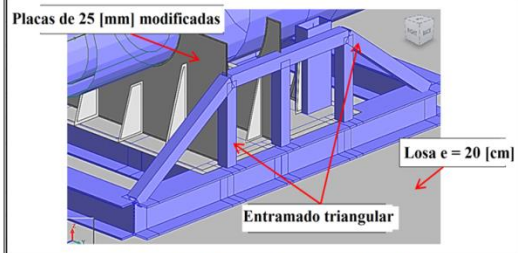
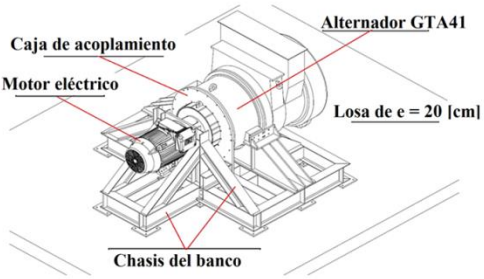
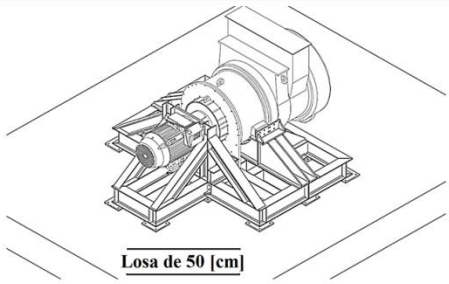
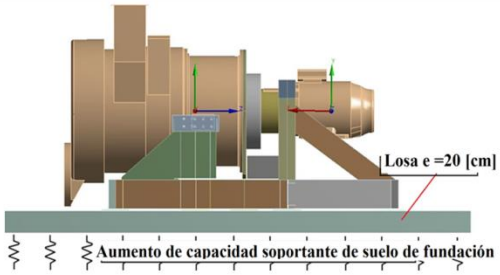
Los registros obtenidos del ensayo de impacto, realizados por el LEC sobre la estructura, arrojaron frecuencias resonantes muy similares a las presentadas en la Figura 7.3. Resumiendo la información entregada en esta prueba, se validaron las primeras dos resonancias estudiadas anteriormente 15, 23 Hz y arrojó leves diferencias con las de 28 y 36 Hz. Ver Sección 4.2.

Los resultados de la grabación de video de alta velocidad durante la prueba de desaceleración, arrojaron magnitudes de movimiento vertical en un punto del extremo del motor eléctrico de hasta 1 mm *peak to peak* a los 34 Hz, resonancia que no es fácilmente identificable en los gráficos de la Figura 7.3. Respecto a los 23 Hz, se observaron magnitudes de movimiento transversal de hasta 0,7 mm *peak to peak*. En la grabación no se identificaron desplazamientos angulares del punto observado debido a que la ubicación elegida no fue la adecuada para detectar estos movimientos.

7.2. Modificaciones

A continuación en la Tabla 7.1 se presenta un resumen de los resultados de cada iteración sobre las modificaciones modeladas con los programas Robot y ANSYS.

Tabla 7.1: Resumen resultados modelo nuevas estructuras Robot y ANSYS.

		Frecuencias [Hz]			
Modificación con Software ROBOT	**Alcance**	**fn1**	**fn2**	**fn3**	**Observación**
	GTA41	50,2	61	63	Rigidización estructura soportante de la caja de acoplamiento y del apoyo lateral. Losa de 8x8x0,3 [m]
					Criterios de la Norma IEC60034-14
					1) ±10% fop : Cumple
					2) ±5% de 2*fop: No cumple
	Alcance	**fn1**	**fn2**	**fn3**	**Observación**
	GTA41	51	57	65	Mejora a la estructura anterior: Refuerzo del chasis, placas de 2,5 [cm] modificadas. Losa de 8x8x0,2 [m]
					Criterios de la Norma IEC60034-14
					1) ±10% fop : Cumple
					2) ±5% de 2*fop: No cumple
Modificación con Software ANSYS	**Alcance**	**fn1**	**fn2**	**fn3**	**Observación general**
	GTA 22	56,2	60,0	75,1	Rigidización de la estructura en todas direcciones. Losa de 5x4x0,2 [m]
	GTA 26	54,2	57,9	75,1	
	GTA34	55,3	59,0	75,0	**Criterios de la Norma IEC60034-14**
	GTA 39	49,6	53,1	71,3	Alternadores GTA22-26-34-41-42 cumplen 1) y 2)
	GTA 41	52,3	55,9	73,9	Allternador GTA39 cumple 1), pero no cumple criterior 2) por interferencia con 2*fop2
	GTA 42	52,8	56,5	74,3	
	Alcance	**fn1**	**fn2**	**fn3**	**Observación general**
	GTA 22	54,5	64,3	65,5	Aumento del espesor de la losa a 50 [cm]
	GTA 26	52,1	61,1	62,7	
	GTA34	52,6	61,9	62,8	**Criterios de la Norma IEC60034-14**
	GTA 39	48,3	57,1	59,7	Alternadores GTA22-26-34-41-42 cumplen 1), pero no cumplen 2) debido a interferencia con 2*fop1
	GTA 41	51,1	59,4	62,1	
	GTA 42	51,4	59,8	62,3	Allternador GTA39 cumple 1) y 2)
	Alcance	**fn1**	**fn2**	**fn3**	**Observación general**
	GTA 22	57,3	60,9	77	Aumento de la capacidad soportante del suelo: 90% Subrasante y 80% Base granular.
	GTA 26	55,2	58,8	77	
	GTA34	56,4	60,0	76,9	**Criterios de la Norma IEC60034-14**
	GTA 39	50,5	54,2	73,6	Alternadores GTA22-34-39-41-42 cumplen 1) y 2)
	GTA 41	53,2	56,8	75,7	Allternador GTA26 cumple 1), pero no cumple criterior 2) por interferencia con 2*fop1
	GTA 42	53,7	57,3	76,1	

Finalmente, de acuerdo a los resultado del estudio, la Figura 7.5 se presenta los rango de frecuencias de prueba que deben ser evitados para cumplir **[3]**. El cuadro fue confeccionado con la tercera iteración de la Tabla 7.2, que considera una losa de 5 m x 4 m x 0,2 m.

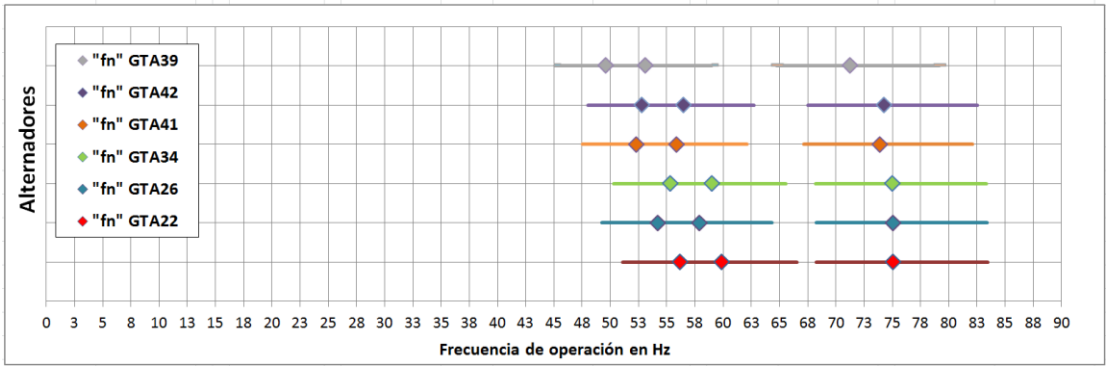


Figura 7.5: En colores se señalan los rangos de frecuencias de prueba que deben ser evitados, tanto para la fundamental 1X y los armónicos 2X.

Capítulo VIII: Conclusiones

Se estudió una modificación para la estructura de un banco de pruebas de alternadores de camiones mineros que presentaba problemas de operación al coincidir su frecuencia natural con las frecuencias de prueba de los alternadores, llevando a mal interpretar los resultados. Para modelar el sistema se utilizó un software de elementos finitos. Este fue configurado con las condiciones de las pruebas del taller de KRCC Santiago.

Se logró validar el modelo a partir de ensayos dinámicos sobre la estructura. Estos consistieron en registros del movimiento en desaceleración y ensayos de impacto. Para las pruebas se utilizó un conjunto de acelerómetros conectados a un sistema de adquisición de datos y una cámara de alta velocidad. Con los resultados se pudo identificar los comportamientos que debían ser modificados para cumplir con **[3]**.

Ciertos parámetros tomaron fuerza durante el desarrollo del estudio, estos fueron:

- Baja rigidez del sistema de apoyos de los alternadores, confiado prácticamente en un solo punto de fijación. Relacionado con lo anterior, el hecho que el motor eléctrico no estaba apoyado directamente a la fundación, sino suspendido y apernado únicamente al alternador.
- El centro de masas elevado del sistema y la disposición no centrada del banco sobre la losa.

Es debido a lo anterior que los problemas relacionados con las rotaciones del conjunto alternador-motor eléctrico se solucionaron mejorando las condiciones de fijación del alternador y la del motor eléctrico.

En los nuevos diseños de la estructura del banco se disminuyó el problema del cabeceo y balanceo del sistema, rotaciones en torno a los ejes horizontales observados en la modelación del banco de KRCC, considerando en el modelo de Robot, una estructura triangulada fija al chasís del banco. Este diseño fue válido únicamente para el alternador GTA41 y solo cumplió con uno de los dos criterios de la norma internacional **[3]** para todas las frecuencias de prueba. En el estudio del diseño con el programa ANSYS, se incluyó mejorar la calidad del suelo de

fundación, aumentando el valor asignado al coeficiente de reacción vertical. También se iteró con las dimensiones laterales y el espesor de la fundación. Estas modificaciones al igual que el caso anterior fueron efectivas en algunos alternadores, pero incurrían en resonancias con armónicos superiores **[3]**.

Los nuevos diseños tuvieron que ser factibles económicamente y servir para todos los tipos de alternadores con que trabaja KRCC. Además el montaje de los componentes debía ser relativamente fácil.

La conclusión del estudio fue no aumentar el espesor de la losa y no modificar el suelo de fundación, definiéndose una losa de dimensiones 5 m x 4 m x 0,2 m y restringiendo las velocidades de prueba para algunos alternadores con problemas con los armónicos.

A pesar que el diseño aún podía ser perfectible, se consideró que la estructura ya estaba en condiciones de ser fabricada. La verificación de la estructura real se realizará en la losa del taller KRCC Santiago.

Capítulo IX: Referencias

[1] Shamsher Prakash and Vijay K. Puri, Foundations for vibrating machines, 2006, Journal of Structural Engineering, SERC, Madras. India.

[2] Suresh C. Arya, Michael W. O'Neill and George Pincus, Design of structures and foundations for vibrating machines, 4th edition May 1984, Gulf Publishing Company, Houston, Texas.

[3] International electrotechnical commission, Rotating electrical machines - Part 14: Mechanical vibration of certain machines with shaft heights 56 mm and higher - Measurement, evaluation and limits of vibration severity, IEC60034-14:2003 Third edition, Typeset and printed by the IEC, Geneva, Switzerland.

[4] International Standard, Mechanical vibration - Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state — Part 1: Specification and verification of balance tolerances, ISO 1940-1:2003(E) Second edition, Published in Switzerland.

[5] Joseph E. Bowles, Foundation analysis and design, 1997 Fifth Edition, Rights by McGraw-Hill Book Co, Singapore.

[6] Manual de Diseño de Pisos Industriales, Primera Edición 2011, Instituto del Cemento y del Hormigón de Chile, Providencia, Santiago - Chile.

[7] Cornelius Scheffer and Paresh Girdhar, Machinery vibration analysis and predictive maintenance, First edition 2004, Newnes An imprint of Elsevier Linacre House, Printed and bound in The Netherlands.

[8] Manual de carreteras, Volumen 3: Instrucciones y criterios de diseño, MC-V3 edición 2015, MOP-DGOP Dirección de vialidad, Chile.

[9] H. Jensen y M. Valdebenito, Apuntes dinámica de estructuras [fotografía], Universidad Federico Santa María, Departamento de obras civiles, Valparaíso.

[10] Requisitos de Reglamento para Concreto Estructural y Comentario, Versión en español y sistema métrico, ACI318S-11, American Concrete Institute y preparado por el Comité 318.

[11] Ministerio de Vivienda y Urbanismo, Código de Normas y Especificaciones Técnicas de Obras de Pavimentación, Versión 2008, División Técnica de Estudio y Fomento Habitacional, Publicación Nº332, Santiago de Chile, Octubre 2008.

[12] *AUTODESK Robot structural analysis profesional 2016 Help* [en línea] < http://help.autodesk.com/view/RSAPRO/2016/ENU/> [consulta Julio 2015]

Anexos

A. Detalles de la modelación de la estructura del banco de pruebas

A continuación se presentan las herramientas usadas en el programa Robot para la modelación de la estructura del banco de pruebas bajo las condiciones del taller KRCC Santiago. Esta información deberá complementarse con lo visto en la Sección 5.1.

Para representar las uniones entre las diferentes partes de la estructura se utilizaron las conexiones rígidas y la herramienta *offset* del programa, como se explica a continuación:

Respecto las conexiones rígidas, el programa la define con dos puntos, uno como nodo padre definido por defecto y el otro como nodo secundario. Las fijaciones se definen en el nodo padre y se aplican al nodo secundario. A continuación los puntos aplicados sobre la estructura:

- El apoyo lateral que presenta el alternador fue modelado como conexiones rígidas de traslación y rotación, observables en la Figura A.0.1. En la imagen también están representadas las conexiones rigidizantes de traslación verticales, correspondiente al apoyo vertical.

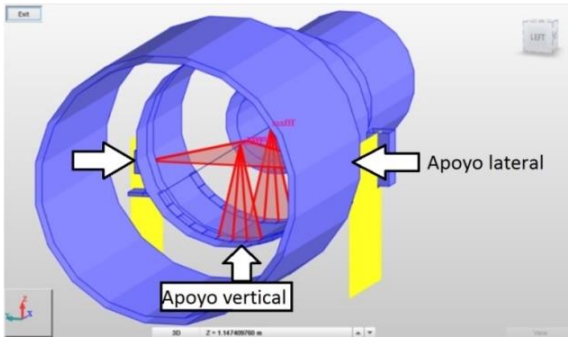


Figura A.0.1: Modelo de conexiones rígidas del alternador GTA41. Software Robot.

- Para modelar los apoyos apernados del chasís a la fundación, se definieron conexiones rígidas de rotación y traslación en las placas de apoyo del modelo, ver Figura A.0.2.

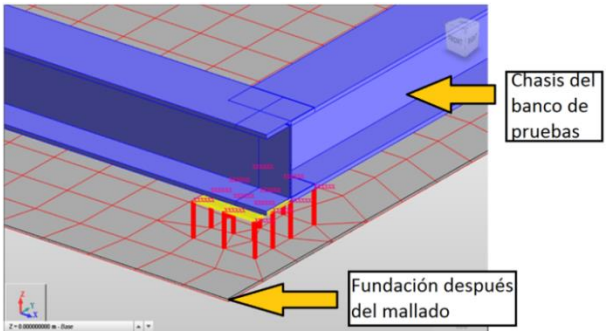


Figura A.0.2: Modelo de conexiones rígidas del chasís metálico a la fundación. Software Robot.

Respecto a la herramienta *offset*:

- Se usó para unir la sub-estructura de la cuna y la sub-estructura del chasís, apreciado en amarillo en la Figura A.0.3. Ambos *offset* fueron definidas en las vigas de perfiles I de 19,6x44,66 cm x kgf/m.

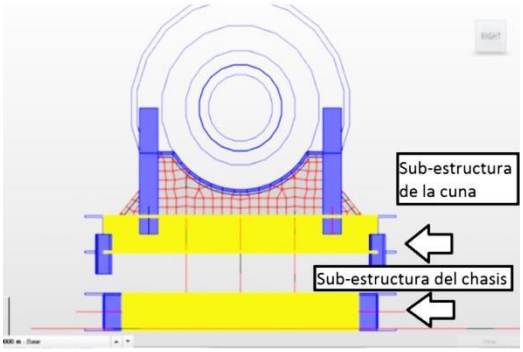


Figura A.0.3: *Offset* de la estructura metálica. Software Robot.

La herramienta *offset* también se ocupó para posicionar elementos cercanos definidas tipo *frame* o lineales. Estas se encuentran en el mismo plano una sobre otra (ver Figura A.0.4), compatibilizando deformaciones entre elementos muy cercanos.

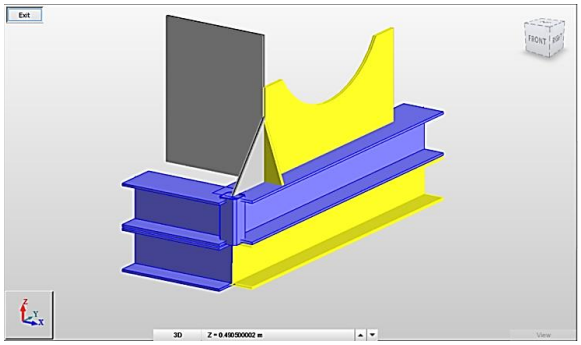


Figura A.0.4: Modelo de vigas posicionadas una sobre otra, módulo banco de pruebas. Software Robot.

La geometría de la estructura también presentó ciertas complejidades en la modelación, por ejemplo en la figura A.0.5 se muestra la modelación de las vigas curvadas de la cuna, las cuales cumplen el rol de soportar el alternador:

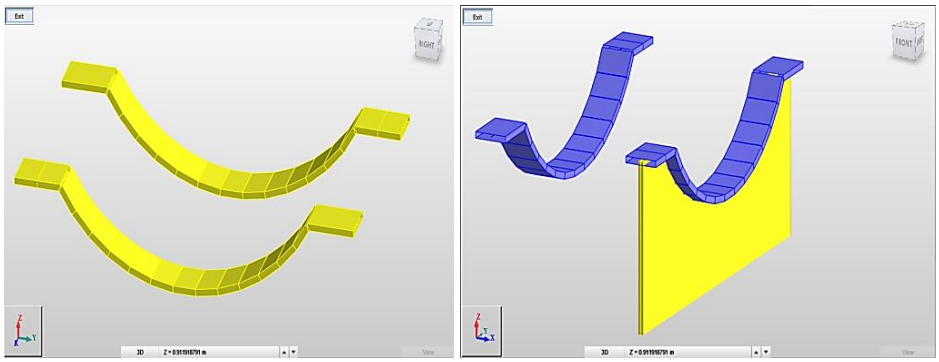


Figura A.0.6: Modelo de vigas dobladas y placas con diseño especial. Software Robot.

B. Resultado ensayo de impacto

El informe fue presentado por el personal de LEC de Komatsu. Las pruebas se dividirán en dos partes, las realizadas a la estructura sin el alternador montado y las pruebas a la estructura con el alternador. Los resultados serán mostrados en una tabla resumida con los peaks obtenidos del espectro de frecuencias.

Las mediciones fueron realizadas en tres partes de la estructura, ver Figura B.1:

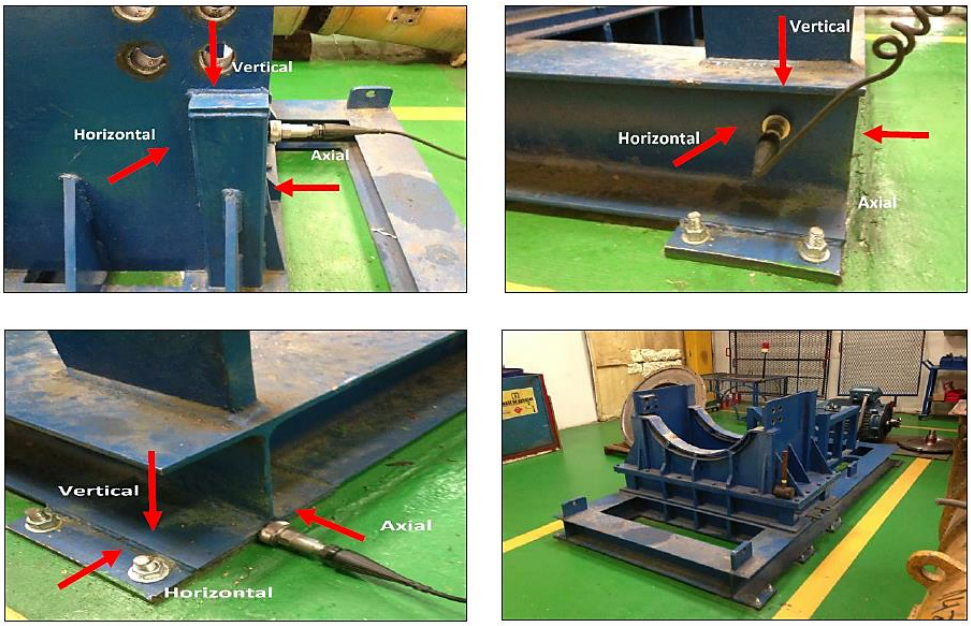


Figura B.1: (arriba izq.) Posición estructura superior, (arriba der.) posición estructura inferior, (abajo izq.) posición fundación y (abajo derecha) estructura sin alternador.

Las características del ensayo son las siguientes:

- Acelerómetro uni-longitudinal de sensibilidad 100 mV/g.
- Frecuencias máximas 500 Hz.
- Promedios en datos de salida, 4.
- Medición en tres puntos, parte superior del soporte, base del chasís y cimientos del soporte.

B.1 Ensayos realizados a la estructura sin alternador

Los espectros de frecuencia mostrados en el informe están en función de la aceleración [mm/s^2] valores en *r.m.s*. y de la velocidad de frecuencia cpm.

En la Figura B.2, Figura B.3 y Figura B.4 se muestra los resultados del impacto sobre la estructura superior:

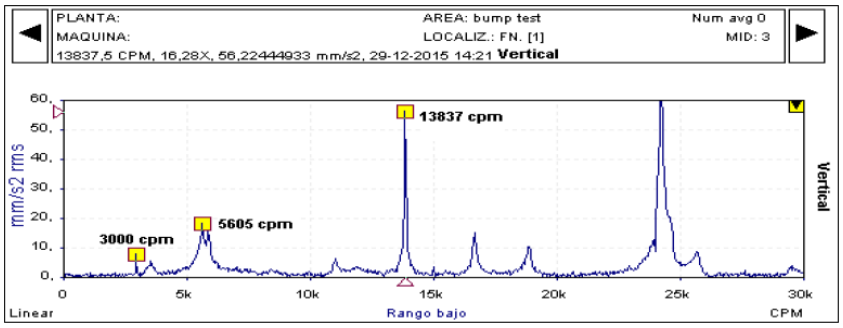


Figura B.2: Frecuencias verticales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, sin alternador.

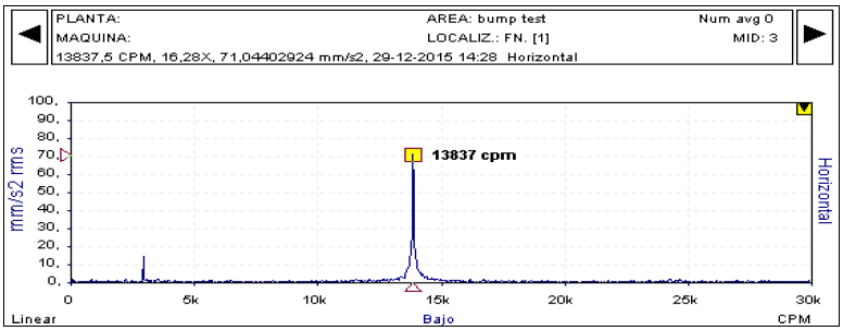


Figura B.3: Frecuencias horizontales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, sin alternador.

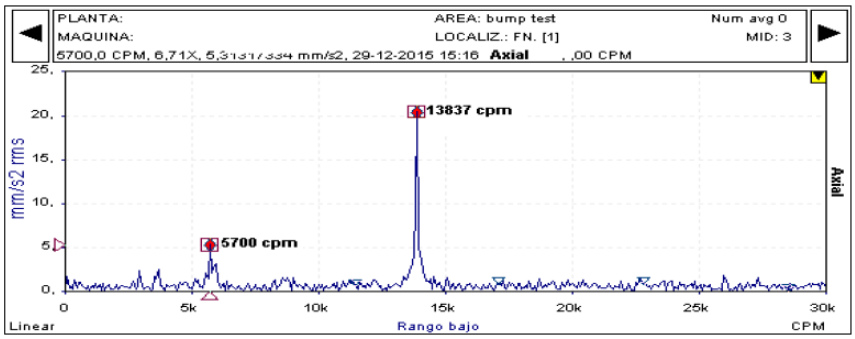


Figura B.4: Frecuencias axiales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, sin alternador.

Se resalta lo siguiente:

- No es posible asegurar que las frecuencias encontradas sean propias de la estructura, de algún componente del banco o frecuencias externas al sistema.

- Existen frecuencias bajas que no son excitadas lo suficiente y se estima que esta ausencia se debe a que el impacto sobre la estructura tiene mayor efecto en la estructura superior que cercano a la fundación.
- Se estima que los resultados están exentos de frecuencias de fundación, debido a que un estímulo bajo provocaría una respuesta baja para una estructura con gran rigidez. Incluso si esta posee un nivel de amortiguamiento critico bajo y su respuesta es en función de la aceleración.
- La frecuencia más baja excitada está dentro del ±10% de la frecuencia más alta de prueba.

B.2 Ensayos realizados a la estructura con alternador

En las figuras B.5, Figura B.7 y Figura B.8Figura B.7: Frecuencias horizontales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, con alternador. se muestra el resumen de las frecuencias obtenidas con alternador montado, limitando nuevamente las mayores frecuencias encontradas.

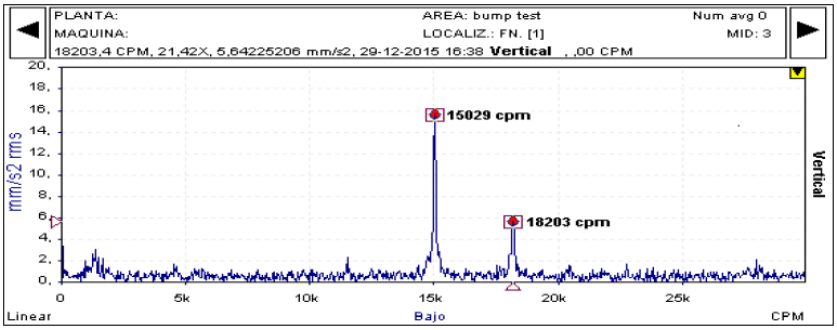


Figura B.6: Frecuencias verticales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, con alternador.

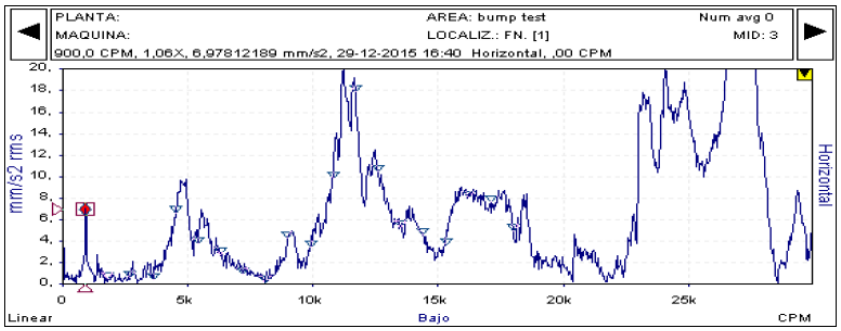


Figura B.7: Frecuencias horizontales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, con alternador.

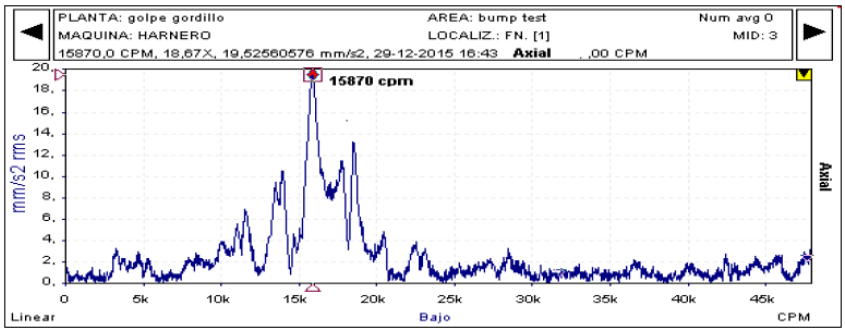


Figura B.8: Frecuencias axiales excitadas del ensayo de golpe en estructura superior, con alternador.

Se destaca lo siguiente:

- Las frecuencias pequeñas desaparecen a medida que se excita en zonas más bajas de la estructura, esto implica que el acto de montaje del alternador introdujo frecuencias menores que están siendo excitadas. Estas frecuencias no implican que sean propias de la estructura.

C. Extracto norma internacional IEC60034-14

La parte 14 de la norma internacional IEC60034, se titula: Vibraciones mecánicas de ciertas máquinas con ejes de altura de 56 mm o mayores - Medición, evaluación y límites de severidad de la vibración. A continuación se comentará dos secciones: la seis y la ocho. La primera refiere a vibraciones de máquinas eléctricas que están directamente relacionadas con el montaje de la máquina. La segunda habla sobre los límites de magnitud de vibración que pueden ser medidos en rodamientos.

<u>Sección seis</u>:

Con el fin de evaluar la condición de una máquina rotatoria es necesario medir vibraciones que provengan únicamente del componente y en condiciones de ensayo determinadas. El propósito es realizar un ensayo reproducible y con mediciones comparables.

Agrega además que el diseño del montaje puede separarse por suspensión libre y montaje rígido, distinguiendo ambas principalmente por la elasticidad que deben tener a partir de las propiedades de la máquina: masa y frecuencia de operación. Si el desplazamiento estático del

sistema, con la máquina montada, es superior a cierto valor (Figura 1 de la norma) recomienda usar montaje rígido.

Respecto al montaje rígido, señala que para asegurar que las vibraciones en algún apoyo de la base no superen el 25% de la máxima velocidad registrada en algún rodamiento, para la misma dirección de medición, se deberá considerar que las frecuencias naturales de estructuras que soporta la máquinas se encuentren alejadas ±10% de las frecuencias de prueba, y que el doble de las frecuencias de pruebas ±5% no coincida con ninguna frecuencia armónica superior.

Sección ocho:

Para los dos tipos de montajes comentados en la sección seis, la norma expone en una tabla (Tabla 1 del documento) el límite de vibración medido en rodamientos, a partir de la altura de eje y la unidad de medición: desplazamiento, vibración en r.m.s. y aceleración. Por ejemplo, para ejes de una altura mayor de 280 [mm] y sobre un montaje rígido, el límite es 2,3 [mm/s] para máquinas rotativas sin requerimientos especiales de vibraciones.