

**REDISEÑO DE UN EXCITADOR  
ELECTROMECAÁNICO PARA ENSAYOS DE  
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE  
AMORTIGUADORES TIPO STOCKBRIDGE**



**GOYTIÑO, Lucas Guillermo**

**PROYECTO INTEGRADOR PROFESIONAL**

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del  
Comahue como requisito para la obtención del grado de  
**INGENIERO MECÁNICO**

Neuquén - Argentina

2023

**REDISEÑO DE UN EXCITADOR  
ELECTROMECAÁNICO PARA ENSAYOS DE  
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE  
AMORTIGUADORES TIPO STOCKBRIDGE**

**GOYTIÑO, Lucas Guillermo**

Director: Ing. **CAMPOS, Damián**

Presentado a la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional del  
Comahue como requisito para la obtención del grado de  
**INGENIERO MECÁNICO**

Neuquén - Argentina

2023

**REDISEÑO DE UN EXCITADOR  
ELECTROMECAÁNICO PARA ENSAYOS DE  
COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE  
AMORTIGUADORES TIPO STOCKBRIDGE**

**GOYTIÑO, Lucas Guillermo**

Aprobado en fecha 2 de Marzo 2023.

Tribunal evaluador:

- Dr. Ing. PIOVAN, Marcelo Tulio
- Mg. Ing. KEIL, Germán Guillermo
- Ing. RAMOSKA, Leandro Ariel

## AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo me permite finalizar mi carrera de grado la cual requirió de un gran esfuerzo tanto personal, como de las personas que en todo este tiempo me acompañaron. Por este motivo, a continuación considero importante manifestar mi agradecimiento.

A mi familia que siempre estuvo a mi lado. En especial a mis padres, Mónica y Raúl, los cuales me guiaron en este camino con su cariño, contención y esfuerzo. A mis hermanos, que siempre estuvieron a mi lado para acompañarme y apoyarme.

A Laura, mi compañera, que con su amor y su apoyo siempre estuvo a mi lado alentándome.

A mis amigos y compañeros, no solo a los que hice durante la carrera, si no también a todos los que me apoyaron desde siempre. Especialmente a Maxi y Gabi.

A Damián, por su dedicación, compañerismo y amistad, por el apoyo incondicional que permanentemente me brinda contribuyendo a mi formación profesional.

A mis compañeros del Departamento de Mecánica Aplicada, aquellos con los que compartí y con los que sigo compartiendo largas jornadas laborales.

Finalmente, gracias a la Universidad Pública, y a cada uno de los docentes, que aportaron su tiempo y conocimiento para que hoy pueda culminar esta etapa maravillosa.

# **REDISEÑO DE UN EXCITADOR ELECTROMECAÁNICO PARA ENSAYOS DE COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE AMORTIGUADORES TIPO STOCKBRIDGE**

Autor: GOYTIÑO, Lucas Guillermo.

Director: Ing. CAMPOS, Damián.

## **Resumen**

El presente trabajo surge de la necesidad del Laboratorio de Ensayos de Conductores (Departamento de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue) de realizar ensayos de comportamiento dinámico de amortiguadores tipo Stockbridge según los lineamientos de la norma [IEC61897 \(2020\)](#). A partir de este requerimiento, y dado que el excitador electromecánico disponible en el laboratorio, tiene una serie de características de diseño, que implican entre otros, una complejidad en el ajuste de la carrera, una cadena cinemática que limita la frecuencia operativa, y obsolescencia en la instrumentación, se procedió al rediseño del excitador electromecánico contemplando una actualización completa del sistema de adquisición y procesamiento de los datos de ensayo.

Realizado el rediseño, fabricación y montaje del nuevo excitador, se procedió a realizar los ensayos de validación del mismo tomando como referencia curvas características proporcionadas por un fabricante de amortiguadores tipo Stockbridge. Complementariamente, se desarrollaron ensayos sobre diversos amortiguadores comerciales.

Los resultados de los ensayos realizados permiten afirmar que el nuevo diseño del excitador tiene un comportamiento acorde a las especificaciones técnicas planteadas, garantizando la posibilidad de la realización de ensayos de respuesta dinámica de Amortiguadores Stockbridge conforme a norma, en un contexto de facilidades operativas y de adquisición de datos, en forma simple y confiable.

*Palabras clave: vibraciones eólicas, amortiguadores Stockbridge, ensayos de respuesta, excitador electromecánico.*

# REDESIGN OF AN ELECTROMECHANICAL SHAKER FOR TESTING DYNAMIC BEHAVIOR OF STOCKBRIDGE DAMPERS

Author: Goytíño, Lucas Guillermo.

Advisor: Ing. CAMPOS, Damián.

## Summary

The present work arises from the need of the Conductor Testing Laborator (Department of Applied Mechanics, Faculty of Engineering, Universidad Nacional del Comahue) to carry out dynamic behavior tests of Stockbridge type dampers according to the guidelines of the [IEC61897 \(2020\)](#) standard. Based on this requirement, and given that the electro-mechanical exciter available in the laboratory has a series of design characteristics, which imply, among others, a complexity in the stroke adjustment, a kinematic chain that limits the operating frequency, and obsolescence in the instrumentation, we proceeded to redesign the electromechanical exciter contemplating a complete update of the acquisition and processing system of the test data.

Once the new exciter was redesigned, manufactured, and assembled, validation tests were carried out using reference characteristic curves provided by a manufacturer of Stockbridge type dampers. In addition, tests were carried out on several commercial dampers.

The results of the tests performed allow affirming that the new design of the exciter has a behavior according to the technical specifications proposed, guaranteeing the possibility of performing dynamical response tests of Stockbridge dampers according to the standard, in the context of operational facilities and data acquisition, in a simple and reliable way.

*Keywords: aeolian vibrations, Stockbridge damper, response test, electromechanical shaker.*

---

## Índice

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
<b>2. MOTIVACIÓN</b>	<b>4</b>
<b>3. OBJETIVOS</b>	<b>4</b>
3.1. Objetivo General . . . . .	4
3.2. Objetivos Específicos . . . . .	4
<b>4. MARCO TEÓRICO</b>	<b>5</b>
4.1. Vibraciones Eólicas . . . . .	5
4.2. Amortiguadores Tipo Stockbridge . . . . .	11
4.3. Metodología de Diseño . . . . .	17
4.3.1. Planificación del producto - Declaración de Misión . . . . .	17
4.3.2. Diseño Conceptual . . . . .	18
4.3.3. Ingeniería Básica . . . . .	19
4.3.4. Ingeniería de Detalle . . . . .	21
4.3.5. Pruebas y Refinamiento . . . . .	22
<b>5. DESARROLLO</b>	<b>25</b>
5.1. Análisis y Diagnóstico de la Máquina Existente . . . . .	25
5.2. Declaración de Misión . . . . .	28
5.2.1. Requerimientos Específicos . . . . .	30
5.3. Diseño Conceptual . . . . .	31
5.3.1. Bloque I - Fuente Motriz . . . . .	31
5.3.2. Bloque II - Sistema de Excitación . . . . .	31
5.3.3. Bloque III - Sistema de Control y Adquisición de Datos . . . . .	35
5.3.4. Bloque IV - Sistema de Sujeción . . . . .	37
5.3.5. Arquitectura de la Máquina . . . . .	39
5.4. Ingeniería Básica . . . . .	41
5.4.1. Bloque I - Fuente Motriz . . . . .	41

---

---

5.4.2. Bloque II - Sistema de Excitación . . . . .	42
5.4.3. Bloque III - Sistema de Control y Adquisición de Datos . . . . .	47
5.4.4. Bloque IV - Sistema de Sujeción . . . . .	52
5.5. Prototipo Analítico . . . . .	54
5.6. Ingeniería de Detalle . . . . .	55
5.7. Fabricación y Montaje . . . . .	56
5.8. Validación Experimental . . . . .	62
5.8.1. Benchmark . . . . .	62
5.8.2. Amortiguador Simétrico . . . . .	64
5.8.3. Amortiguador Asimétrico . . . . .	65
5.8.4. Control de la Potencia Eléctrica Consumida . . . . .	67
<b>6. CONTRIBUCIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO</b>	<b>68</b>
<b>7. CONCLUSIONES</b>	<b>70</b>
<b>8. REFERENCIAS</b>	<b>71</b>
<b>A. PLANOS</b>	<b>74</b>

---

## Índice de Figuras

1.	Esquema torre metálica LAT 500 kV. . . . .	1
2.	Detalle sistema amortiguante en cable de guardia LAT 500 kV. . . . .	3
3.	Representación esquemática de los vórtices de Von Karman y su efecto en un cable de alta tensión (K. O. Papailiou, 2016). . . . .	5
4.	Parámetros que permiten describir las vibraciones eólicas (K. O. Papailiou, 2016). . . . .	9
5.	Esquema detalle amortiguador tipo Stockbridge. . . . .	11
6.	Amortiguador Simétrico (Morello, 2015). . . . .	11
7.	Amortiguador Asimétrico (Morello, 2015). . . . .	12
8.	Masa inercial de un amortiguador tipo Stockbridge. . . . .	13
9.	Fuerza y desplazamiento en un amortiguador tipo Stockbridge. . . . .	14
10.	Curvas de ensayo típicas para un amortiguador asimétrico adoptando diversas velocidades de excitación en la grapa (K. Papailiou, 2021). . . . .	16
11.	Metodología de diseño adaptada propuesta por Ulrich y Eppinger (2015). . . . .	17
12.	Subetapas en la fase de Diseño Conceptual (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	18
13.	Método de Generación de Conceptos (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	19
14.	Tipos de prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	23
15.	Riesgo Técnico frente a Costo de Prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015). . . . .	24
16.	Excitador electromecánico objeto del rediseño. . . . .	25
17.	Diagrama de Caja Negra. . . . .	26
18.	Diagrama de Caja Transparente. . . . .	26
19.	Bloque II - Concepto Solución 1. . . . .	32
20.	Bloque II - Concepto Solución 2. . . . .	32
21.	Bloque II - Concepto Solución 3. . . . .	33
22.	Diagrama de flujo del sistema de control y adquisición de datos. . . . .	35
23.	Diagrama de flujo del procedimiento de ensayo. . . . .	36
24.	Bloque IV - Concepto Solución 1. . . . .	37
25.	Bloque IV - Concepto Solución 2. . . . .	38
26.	Bloque IV - Concepto Solución 3. . . . .	38

---

27.	Arquitectura de la Máquina. . . . .	39
28.	Componentes de la Máquina. . . . .	40
29.	Sistema de excitación. . . . .	41
30.	Sistema de excitación. . . . .	42
31.	Esquema sistema de excitación . . . . .	43
32.	Sistema de Control ( <a href="https://www.deltaww.com/">https://www.deltaww.com/</a> ). . . . .	48
33.	Celda de Carga Modelo U9C. . . . .	49
34.	Acelerómetro Modelo 4507 B004. . . . .	50
35.	Registro de datos en el dominio temporal. . . . .	51
36.	Registro de datos en el dominio de la frecuencia. . . . .	51
37.	Curvas en el dominio temporal (1x). . . . .	52
38.	Sistema de sujeción. . . . .	53
39.	Prototipo analítico integral desarrollado en SolidWorks Motion. . . . .	54
40.	Requerimientos motor eléctrico. . . . .	55
41.	Componentes fabricados para el Bloque II. . . . .	56
42.	Detalle de montaje de las placas fija y móvil sobre el volante de inercia. . . . .	57
43.	Detalle de montaje del Bloque II. . . . .	57
44.	Componentes del Bloque IV. . . . .	58
45.	Detalle montaje del Bloque IV. . . . .	58
46.	Excitador electromecánico. . . . .	59
47.	Método gráfico - condición inicial. . . . .	60
48.	Método gráfico - carta de control. . . . .	60
49.	Detalle de ubicación $M_c$ en relación a las posiciones $P_i$ . . . . .	61
50.	Benchmark Amortiguador asimétrico (modelo ZTT 4D-30). . . . .	63
51.	Amortiguador tipo Stockbridge simétrico. . . . .	64
52.	Amortiguador asimétrico (modelo VDA 20). . . . .	65
53.	Amortiguador Asimétrico para la condición inicial y después de $10^7$ ciclos (modelo VDA 20). . . . .	66
54.	Propagación de incertidumbre del modelo numérico contrastado con da- tos experimentales. . . . .	68

---

**Índice de Tablas**

1.	Descripción de Bloques físicos . . . . .	28
2.	Especificaciones Técnicas. . . . .	30
3.	Matriz de Selección de Conceptos . . . . .	34
4.	Descripción de componentes según bloque funcional. . . . .	40
5.	Descripción de componentes bloque I. . . . .	41
6.	Descripción de componentes bloque II. . . . .	44
7.	Características del variador de frecuencia. . . . .	47
8.	Características del PLC. . . . .	47
9.	Características de la pantalla HMI. . . . .	48
10.	Especificaciones técnicas de celda de carga. . . . .	49
11.	Especificaciones técnicas de acelerómetro. . . . .	50

---

## 1. INTRODUCCIÓN

La energía eléctrica es de fundamental importancia para el desarrollo de las actividades y para el progreso del mundo actual. La electricidad, una vez que se genera, se transmite a través de una amplia línea de cables de red llamados conductores, que están soportados por torres metálicas. En la Figura 1 se presenta un esquema de una torre metálica típica de una línea aérea de transmisión eléctrica (LAT) de 500 kV, en la que se pueden observar los dos hilos de guardia (HG1 y HG2) y la cadena de aisladores con cuatro conductores por fase.

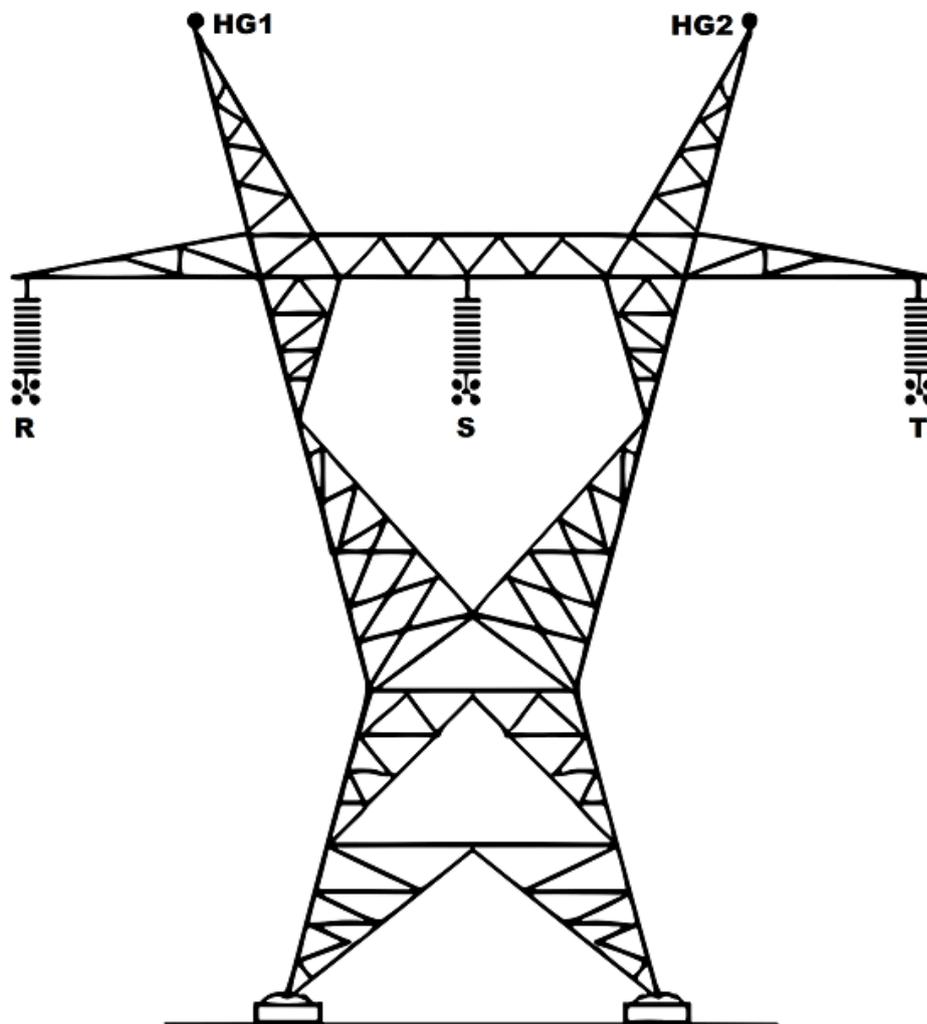


Figura 1. Esquema torre metálica LAT 500 kV.

Para garantizar el suministro seguro y confiable de la energía eléctrica, es necesario monitorear y mantener constantemente las extensas líneas existentes. Se debe tener en

cuenta la relevancia del estudio de los conductores dado que, además del papel fundamental que estos desempeñan, representan aproximadamente el 40 % de los costos invertidos en la construcción de la red.

Los cables conductores están sometidos a dos tipos principales de cargas mecánicas. Por un lado, la carga estática, debida a la fuerza de tracción (que generalmente corresponde al 20 % de la carga de rotura del cable), y por otro lado, las cargas dinámicas causadas por la vibración impuesta por la acción del viento sobre las líneas de transmisión aérea.

Durante la operación de las mencionadas líneas, los conductores e hilos de guardia están sometidos a distintos tipos de vibraciones mecánicas como ser: *galloping*, eólicas, y para el caso de haces de conductores, se incluyen las oscilaciones de subvano ([EPRI, 2006](#)).

El fenómeno de *galloping* puede ocurrir tanto en conductores sencillos como en haz, y excluyendo algunos casos especiales, se trata de vibraciones de gran amplitud debidas a la acumulación de hielo en los conductores lo que genera asimetrías y en consecuencia un perfil inestable en términos aerodinámicos.

Las oscilaciones de subvano ocurren principalmente en haces de conductores, y el movimiento predominante se desarrolla en el plano horizontal.

Finalmente, las de mayor criticidad son las denominadas vibraciones eólicas, las cuales son generadas por los denominados vórtices de Von Karman, cuyo desprendimiento induce las vibraciones señaladas, que se manifiestan en el rango de 3 a 100 Hz. Este fenómeno se constituye en uno de los problemas más importantes en líneas de transmisión eléctrica, dado que representa la mayor causa de fallas por fatiga en los hilos de los cables o de accesorios de soporte, uso y protección. Generalmente las mismas se producen en correspondencia con las grapas de suspensión o en las grapas de sujeción de los amortiguadores, dado que, en efecto, estas zonas se constituyen en un pseudo-empotramiento que restringe el movimiento libre del cable, generando elevadas tensiones normales por flexión alternativa ([Cosmai y col., 2017](#)).

Por lo expuesto, se requiere prestar especial atención a los efectos que pueden ocasionar las vibraciones sobre los cables. Con el objetivo de atenuar estos efectos nocivos y prevenir probables fallas, es necesario reducir (dentro de límites tolerables) las amplitudes de las vibraciones y las sollicitaciones dinámicas, lo cual se consigue aumentando el

---

amortiguamiento del sistema. En la Figura 2 se puede apreciar la instalación, en un vano típico, del sistema amortiguante de un hilo de guardia de una LAT de 500 kV.



Figura 2. Detalle sistema amortiguante en cable de guardia LAT 500 kV.

En este sentido, a partir de su invención en el año 1925, el amortiguador tipo Stockbridge ha sido utilizado exitosamente para mitigar el efecto de las vibraciones eólicas. La máxima respuesta de este tipo de absorbedores está asociada con las frecuencias de sus distintos modos de oscilación. Para casos de mayor necesidad de amortiguamiento de los conductores, es habitual colocar más de un amortiguador en cada extremo, cuyas posiciones quedarán definidas por las longitudes de onda correspondientes a las frecuencias de excitación eólicas de mayor probabilidad de aparición.

La norma [IEC61897 \(2020\)](#), especifica los ensayos de aceptación a los que deben ser sometidos los amortiguadores tipo Stockbridge, para su instalación en la líneas. Uno de los ensayos requeridos es el de comportamiento dinámico del amortiguador, en el cual se lo evalúa para distintas combinaciones de amplitud y frecuencia dentro de los límites establecidos a partir de su geometría específica. Considerando estos requerimientos, surge la necesidad, por parte del Laboratorio de Ensayos de Conductores (Departamento de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue), de adecuar el equipamiento disponible y revisar los procedimientos de ensayo, con el objetivo de dar cumplimiento satisfactorio a los servicios que solicitan periódicamente diversas empresas del sector hidroeléctrico.

## 2. MOTIVACIÓN

La norma [IEC61897 \(2020\)](#), en su apartado 7.11.2, especifica los ensayos de respuesta del amortiguador, estableciendo que la implementación se debe realizar a distintas combinaciones de amplitud y frecuencia, dentro de límites establecidos según la geometría del amortiguador a ensayar.

Actualmente, el Laboratorio de Ensayo de Conductores (LEC) posee un sistema de excitación electromecánico con complejidades y limitaciones operativas para ajustar con facilidad, y con la sensibilidad requerida, los parámetros de interés para desarrollar satisfactoriamente los ensayos (según lo especificado por la normativa de aplicación). Por lo tanto, surge la necesidad de rediseñar el equipamiento disponible incluyendo el sistema de control y adquisición de datos.

## 3. OBJETIVOS

### 3.1. Objetivo General

- Rediseñar un excitador electromecánico para ensayos de comportamiento dinámico de amortiguadores tipo Stockbridge.

### 3.2. Objetivos Específicos

- Diseño y fabricación del nuevo sistema de ensayo (contemplando el excitador, sistema de control y adquisición de datos).
  - Puesta a punto del sistema. A tal fin, se propone comparar las curvas proporcionadas por un fabricante con las obtenidas empleando el nuevo dispositivo de laboratorio (*benchmark*).
  - Evaluación de los resultados obtenidos. En este sentido, se propone el empleo de técnicas estadísticas para analizar la incertidumbre asociada a los ensayos.
-

## 4. MARCO TEÓRICO

En este apartado se presentan los fundamentos de los distintos temas que requirieron una adecuada comprensión para poder abordar con solvencia el problema bajo estudio. En tal sentido se hace hincapié en el estudio de las vibraciones eólicas y los amortiguadores tipo Stockbridge empleados para mitigar los fenómenos asociados, presentándose al final del capítulo la metodología empleada para el rediseño y desarrollo del excitador electromecánico.

### 4.1. Vibraciones Eólicas

Las vibraciones eólicas son provocadas por la interacción del flujo de aire laminar con un cable conductor. Dependiendo de las características de la línea y la exposición ambiental, la vibración puede variar desde un nivel severo a uno leve, sólo detectable con instrumentos sensibles, tales como los acelerómetros. Aunque las ondas estacionarias pueden ser visibles desde el suelo cuando se manifiesta una vibración severa, incluso en los casos más graves, la amplitud pico a pico rara vez excede el diámetro del conductor.

Los vientos de flujo laminar, de bajas a moderadas velocidades, que interactúan con un cuerpo de forma cilíndrica producen vórtices de arrastre, conocidos como vórtices de Von Karman. Un conductor simple (es decir, que no está unido a otros) es susceptible a generar estos vórtices, los cuales producen sobre el mismo pequeñas fuerzas perpendiculares a la dirección del viento (ver Figura 3).

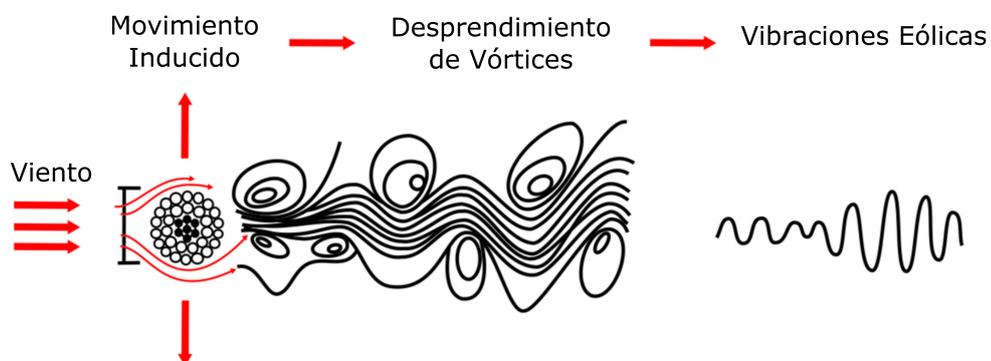


Figura 3. Representación esquemática de los vórtices de Von Karman y su efecto en un cable de alta tensión (K. O. Papailiou, 2016).

Los vórtices que se desprenden en la parte superior tienen espín opuesto a los que se desprenden en la parte inferior. Si el vórtice se desprende de la parte superior, la presión de aire será mayor que en la parte inferior del cilindro, provocando que el conductor se levante verticalmente y viceversa. El desprendimiento de vórtices a partir de una forma cilíndrica en movimiento en el aire o el agua ha sido estudiado por muchos investigadores (Falco y Gasparetto, 1974) (Blevins, 1990).

La frecuencia de vibración de las oscilaciones eólicas normalmente se encuentra en un rango entre 3 y 100 Hz, mientras que la amplitud pico a pico puede variar entre 0,01 y 1 diámetro del conductor. Estas oscilaciones se producen generalmente a bajas velocidades de viento, en un rango comprendido entre 1 y 7 m/s (Hagedorn, 1980). La frecuencia de estos vórtices es función de la velocidad del viento y del diámetro de la sección cilíndrica. Cuando esta frecuencia se corresponde aproximadamente con la frecuencia de uno de los modos de vibración del vano, el conductor tiende a vibrar con múltiples bucles en un plano vertical. Cuando se forman estos bucles, se pueden distinguir claramente los nodos (puntos del vano que no presentan amplitud) y los antinodos (puntos del vano que presentan amplitud máxima). La amplitud del antinodo raramente excede el diámetro del conductor. Strouhal (1878) determinó que existe una relación entre la velocidad del flujo de viento incidente ( $V$ ), el diámetro del cable ( $D$ ) y la frecuencia ( $f$ ) de desprendimiento de vórtices expresándola, de la siguiente manera:

$$f = S \frac{V}{D} \quad (1)$$

En principio, el número de Strouhal ( $S = 0,18$  a  $0,22$ ) depende del número de Reynolds. Solo para Reynolds entre 500 y 20000, ocurren desprendimientos de vórtices definidos en el cable y que generan vibraciones.

La relación dada en la Ecuación 1, nos indica que las frecuencias más bajas las obtendremos para grandes diámetros y baja velocidad. Por lo tanto, para una velocidad de viento dada, un cable de menor diámetro vibrará a mayor frecuencia.

Las vibraciones eólicas toman la forma de ondas mecánicas que avanzan a lo largo del vano. Las ondas que se reflejan generan un efecto de superposición, tendiendo a formar ondas estacionarias. Un vano de un conductor contiene varios bucles, con nodos y antinodos, de longitudes que se ubican entre 1 (frecuencias altas) y 30 metros (frecuencias

---

bajas). La relación entre la frecuencia y la longitud de onda viene dada por la Ecuación 2. Si bien en esta expresión no se tiene en cuenta la rigidez del cable, se considera lo suficientemente exacta para la mayoría de los usos prácticos (Hagedorn, 1982).

$$f = \frac{1}{\lambda} \sqrt{\frac{T}{m}} \quad (2)$$

Donde:

- $f$  : Frecuencia de oscilación [Hz].  
 $\lambda$  : Longitud de onda [m].  
 $T$  : Tensión de Tiro [N].  
 $m$  : Masa por unidad de longitud [kg/m].

Los puntos donde se asegura el cable a los accesorios, ampliamente circunscritos a la grapa de suspensión, son posibles puntos de reflexión de las ondas, es decir, que las deformaciones producidas por las vibraciones pueden ser lo suficientemente grandes para causar fallas por fatiga en los hilos del cable. Los esfuerzos por flexión localizada que se producen a la salida de la grapa dependen de la rigidez del conductor, y el daño que generan dichas flexiones proviene de su carácter cíclico, que obedece a la ley de Wöhler. A las deformaciones por tracción del cable, que varían lentamente en función de la temperatura y del tiro ( $T$ ), se suman deformaciones por flexión cíclica cuya repetición y magnitud dependen de las características de las vibraciones (K. O. Papailiou, 1997).

Tiempo atrás se consideraba que la tensión mecánica del cable jugaba un rol esencial en la generación de fallas por vibraciones hasta el punto tal que, durante muchos años, se recomendó seleccionar una tensión del cable (como tensión media anual) que no fuera superior al 20 % de la tensión de rotura ( $UTS$ ). Esta regla parece no haber tenido mucha influencia, y ya ha dejado de aplicarse aunque sigue tomándose como referencia en los proyectos de líneas. La tensión mecánica del cable interviene porque modifica la deformación media del aluminio, por la influencia que tiene sobre la frecuencia y la longitud de onda de la vibración, pero su rol no es el más importante ya que entran en juego otros parámetros, tales como:

- La rigidez del cable, es decir, su capacidad de ser considerado como una barra rígida sometida a flexión.
-

- La forma de la grapa, sus dimensiones, su radio de curvatura y el sistema de ajuste del cable instalado.

Todo esto acentúa la importancia de un adecuado diseño de la grapa de suspensión, para minimizar la ocurrencia de la fatiga del cable y su falla, provocada por las tensiones dinámicas resultantes de las flexiones cíclicas que se producen en los puntos donde el movimiento está impedido.

Los demás accesorios instalados en la línea, muestran cierto grado de movilidad al menos para bajas frecuencias de vibración. Aunque diseños inadecuados de espaciadores y amortiguadores también pueden producir fallas en los hilos del conductor, o bien pueden fallar ellos mismos bajo la acción de las vibraciones.

Otro problema relacionado con la vibración del cable es el aflojamiento de las grapas de accesorios, tales como: espaciadores, amortiguadores, dispositivos de advertencia, entre otros. La situación planteada, comúnmente inicia un proceso de *fretting* entre las dos superficies en contacto con un movimiento oscilante relativo entre sí de amplitud muy pequeña. En correspondencia con este proceso, en primer término, el daño se inicia por una adhesión local entre las superficies que se encuentran en contacto. Consecuentemente, el desprendimiento del material acentúa aún más el proceso de desgaste aumentando la rugosidad superficial y promoviendo la abrasión, hasta producir la rotura de los hilos del cable.

El aflojamiento inicial generalmente se debe a falta de control en el ajuste de los buzones de las grapas. El aflojamiento de las grapas de los amortiguadores es menos crítico para la integridad del cable, ya que lleva a un deslizamiento progresivo de las unidades a lo largo del conductor hacia la zona central del vano.

Aquellos accesorios cuya frecuencia natural esté en el rango de la frecuencia de vibración del cable pueden entrar en resonancia, y fallar debido a fatiga, aunque la vibración esté siendo mitigada por amortiguadores adecuados.

Las vibraciones eólicas pueden afectar a todos los componentes del sistema, además de cables y accesorios, como ser: la torre, los aisladores y el equipamiento relacionado. Asimismo, pueden generar ruidos acústicos.

El nivel de las vibraciones del cable se analiza a partir de los parámetros indicados en la Figura 4, según el siguiente detalle:

---

- Amplitud del antinodo ( $y_{mx}$ ): Es la máxima amplitud de vibración del bucle libre en el vano.
- Ángulo del bucle libre ( $\beta$ ): Se relaciona con la amplitud del antinodo a través de la Ec. 3.

$$\beta = \frac{2\pi}{\lambda} y_{mx} = 2\pi f y_{mx} \sqrt{\frac{m}{T}} \quad (3)$$

- Parámetro de vibración ( $f y_{mx}$ ): Se utiliza como un parámetro de referencia para los ensayos de fatiga.

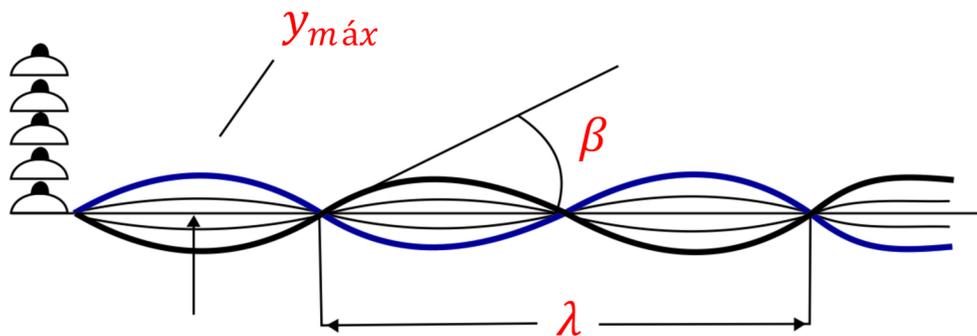


Figura 4. Parámetros que permiten describir las vibraciones eólicas (K. O. Papailiou, 2016).

A partir de la Ecuación 4 (Poffenberger y Swart, 1965), se obtiene la tensión en el hilo exterior del cable en función de la amplitud pico a pico de flexión ( $Y_b$ ) medida a una determinada distancia ( $X_b = 89$  mm) desde el último punto de contacto entre el cable y la grapa.

$$\sigma_b = \frac{E_a d p^2}{4 (e^{-p X_b} - 1 + p X_b)} Y_b \quad (4)$$

Donde:

$E_a$  : Módulo de elasticidad del hilo exterior [N/m<sup>2</sup>].

$d$  : Diámetro del hilo exterior [m].

$p$  :  $\sqrt{EI_{mn}/T}$

$I_{mn}$  : Rigidez flexional mínima del cable [N.m<sup>2</sup>].

Para evitar el gran impacto causado por la falla por fatiga en los cables, las compañías de líneas de transmisión utilizan técnicas de monitoreo que buscan aumentar la confiabilidad del sistema. Una técnica ampliamente utilizada es el uso de medidores registradores de los ciclos de vibración del cable, en particular estos registran la amplitud de vibración y la frecuencia de excitación del viento ([Gomes, 2015](#)).

Las mediciones que se realizan con los registradores fueron estandarizadas por el Comité [IEEE \(2006\)](#), que estableció que la amplitud del desplazamiento debería ser la cantidad monitoreada, en correspondencia con la Ecuación 4. Se debe destacar que internacionalmente hay distintas alternativas para monitorear indirectamente el estado de los sistemas de protección antivibratoria a través de la medición de vibraciones, y que se pueden sintetizar en los siguientes criterios:

- Máxima deformación por flexión ([IEEE, 1966](#)).
- Máxima amplitud de flexión admisible ([EPRI, 1979](#)).
- Amplitud de tensión por flexión admisible, con cálculo de vida útil basado en la hipótesis de Miner, tomando como referencia una curva S-N (Tensión – Número de Ciclos) denominada línea de borde segura ([Cigré, 1988](#)).

Los modernos registradores de vibración eólica son dispositivos basados en microprocesadores, alimentados por batería y autónomos, que incluyen el software para el procesamiento de la información siguiendo el procedimiento definido por [Cigré \(1995\)](#) ([Queiroz y col., 2019](#)).

Por lo expuesto, se hace necesario emplear un sistema de amortiguamiento en las líneas de transmisión que se encargue de disipar la energía de las vibraciones eólicas. Dicho sistema, debe ser dimensionado de acuerdo con un estudio que determine las frecuencias típicas de oscilación de los cables con base en los vanos promedios de la línea, los vientos y las condiciones climatológicas de la zona de incidencia, y demás variables de interés ([Manrique y Hernández, 2012](#)).

---

## 4.2. Amortiguadores Tipo Stockbridge

Este tipo de amortiguadores fueron desarrollados por [Stockbridge \(1925\)](#), su diseño ha sido modificado y optimizado con el tiempo, manteniendo el mismo principio de funcionamiento: dos contrapesos suspendidos en los extremos de un cable mensajero, sujetado mediante una grapa al conductor de fases o hilo de guardia (ver [Figura 5](#)).

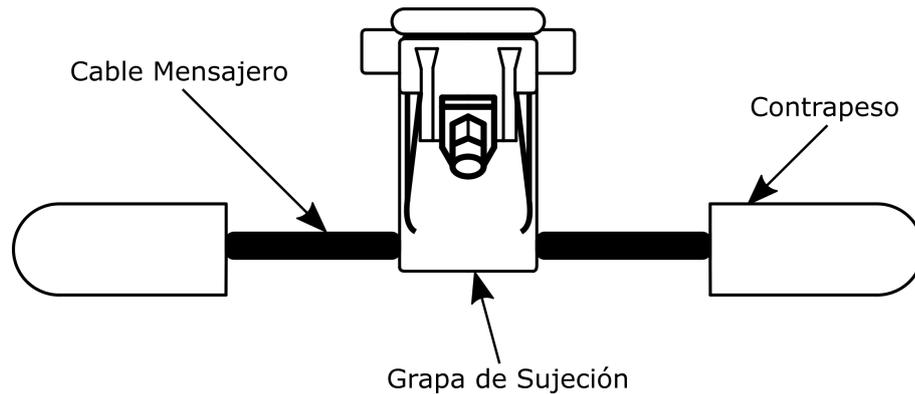


Figura 5. Esquema detalle amortiguador tipo Stockbridge.

El tamaño y la forma de las pesas, así como toda la geometría del amortiguador, van a afectar el comportamiento del mismo y la cantidad de energía que pueden disipar a determinadas frecuencias. Por lo anterior, es común encontrar amortiguadores con diseños simétricos y asimétricos, que optimizan su respuesta en frecuencia y la cantidad de energía que disipan ([PLP, 2011](#)).

En el caso de los simétricos, los dos contrapesos tienen masas y momentos de inercia iguales, fijados a igual distancia. Esto resulta en dos frecuencias resonantes y dos modos de vibrar como se observa en la [Figura 6](#).

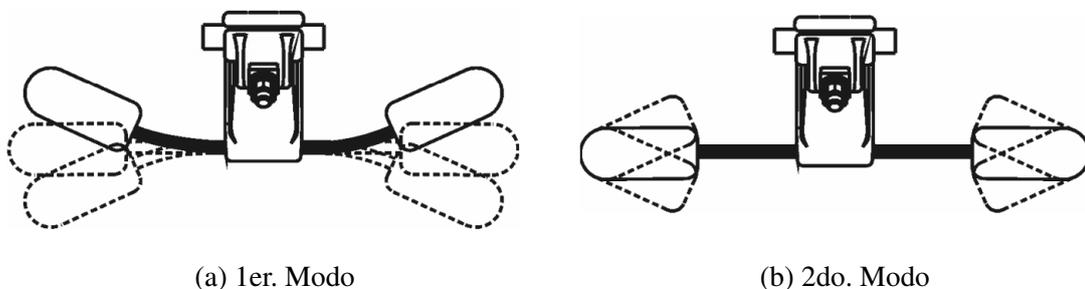


Figura 6. Amortiguador Simétrico ([Morello, 2015](#)).

En el caso de los amortecedores asimétricos, el número de frecuencias resonantes aumenta a cuatro, como se muestra en la Figura 7. Esto se logra utilizando contrapesos desiguales fijados sobre longitudes de cable mensajero también desiguales.

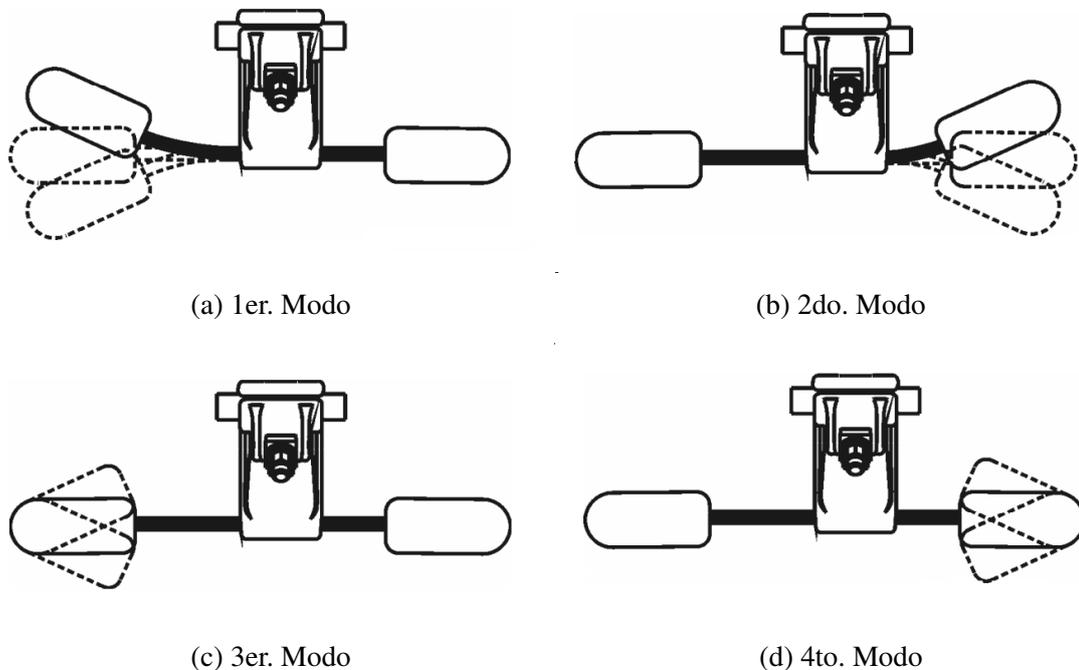


Figura 7. Amortiguador Asimétrico (Morello, 2015).

Para el suministro de este tipo de amortiguadores, debe tenerse en cuenta el conductor de fase y el hilo de guardia seleccionado para la línea, así como las frecuencias de oscilación y las velocidades de viento típicas de la zona donde ésta se ubica. De ésta forma, el estudio de amortiguamiento debe suministrar la ubicación óptima del amortiguador, la cual en principio, es en el antinodo de la onda estacionaria. Sin embargo, dado que pueden existir varias frecuencias de oscilación, el diseño debe garantizar la efectividad en la disipación de energía en todo el rango de frecuencias. Lo anterior, puede traducirse en evitar que el amortiguador quede ubicado en un nodo ante una de las posibles frecuencias de oscilación.

Con el fin de garantizar la efectividad de disipación de energía en el sistema, se modelan el cable y los amortiguadores tipo Stockbridge. Para este fin, se necesitan las ecuaciones de movimiento de "masas inerciales". A continuación, se presentan las ecuaciones de movimiento para cada masa inercial, referidas al esquema de la Figura 8:

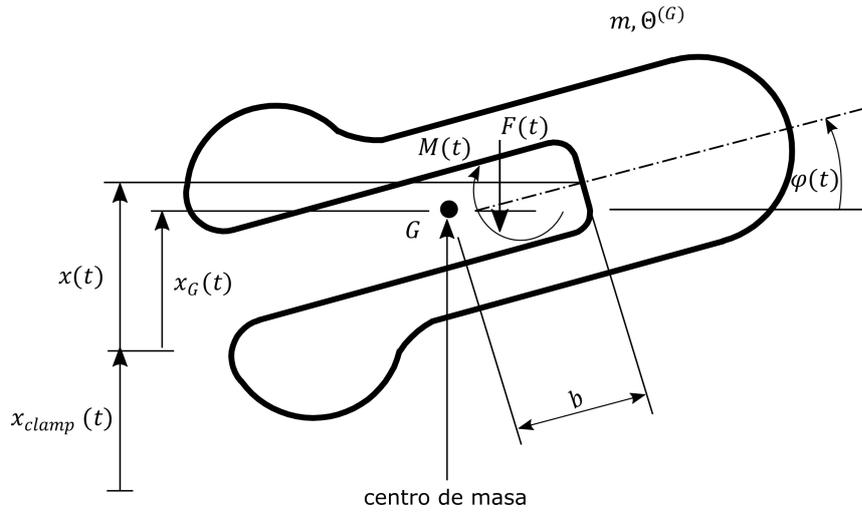


Figura 8. Masa inercial de un amortiguador tipo Stockbridge.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}\mathbf{f} = -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_{clamp} \quad (5)$$

Si la cinemática es linealizada, donde:

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} x_G \\ \varphi \end{bmatrix}, \mathbf{q}_{clamp} = \begin{bmatrix} x_{clamp} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{f} = \begin{bmatrix} F \\ M \end{bmatrix}, \mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \Theta^{(G)} \end{bmatrix}, \mathbf{F} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ b & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

La relación entre  $x_G(t)$  (posición de centro de masa de masa inercial), el movimiento de la grapa  $x_{clamp}(t)$  y la deformación del cable del amortiguador es:

$$x_G(t) = x_{clamp}(t) + x(l, t) - bx'(l, t) \quad (7)$$

Una simulación completa del modelo de amortiguador tipo Stockbridge, puede realizarse utilizando las Ec. 5, 8 y 9.

$$\dot{H}_i(s, t) = \frac{c_i(s)}{ei(s)} \left( \dot{M}(s, t) - \sum_{j=1}^m \dot{H}_j \right) \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( 1 + \text{sign}\left(\frac{1}{ei} \left( \dot{M} - \sum_{j=1}^m \dot{H}_j \right) H_i \right) \left| \frac{H_i}{H_i(s)} \right|^m \right) \right] \quad (8)$$

$$\begin{bmatrix} T \\ F \end{bmatrix} = \frac{1}{-db + ae} \begin{bmatrix} e & -b \\ -d & a \end{bmatrix} \left( \begin{bmatrix} \varphi \\ x \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c \\ f \end{bmatrix} \right) \quad (9)$$

Las ecuaciones diferenciales pueden escribirse como un sistema de primer orden de la forma:

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{f}(\mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}, t) \quad (10)$$

Usualmente, se utiliza la impedancia mecánica para poder describir la influencia del amortiguador en un cable sometido a una tensión de tracción. Para un sistema lineal, la impedancia se define como:

$$Z = \frac{\hat{F}}{\dot{x}_{clamp}} \quad (11)$$

En referencia a la Figura 9, podemos definir la velocidad y la fuerza armónicas en la grapa a partir de las siguientes expresiones:

$$\dot{x}_{clamp}(t) = \dot{x}_{clamp} e^{j\Omega t} \quad (12)$$

$$\hat{F}(t) = \hat{F} e^{j\Omega t} \quad (13)$$

Ambos armónicos son complejos. Una forma mas general de definir la impedancia es a través del cociente de la transformada de Fourier de dos señales  $F(t)$  y  $\dot{x}_{clamp}(t)$ .

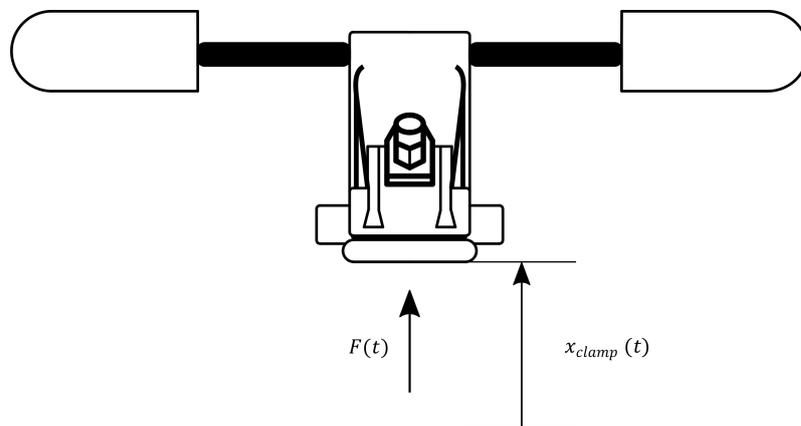


Figura 9. Fuerza y desplazamiento en un amortiguador tipo Stockbridge.

Como se describió anteriormente, la impedancia solamente se encuentra definida para sistemas lineales, y siendo este tipo de amortiguadores un sistema no lineal, para el cálculo de la impedancia, tendremos que realizar algunas consideraciones. Según [Sauter \(2004\)](#) una velocidad armónica de entrada infiere a una fuerza periódica que puede descomponerse en la siguiente serie de Fourier:

$$F(t) = F_0 + F_1 e^{j\Omega t} + F_2 e^{j2\Omega t} + \dots \quad (14)$$

Donde:

$$\hat{F}_k = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) e^{-jk\Omega t} dt \quad (15)$$

Acotando la serie en el primer armónico y asumiendo que  $\hat{F}_0 = 0$

$$F(t) = \hat{F}_1 e^{j\Omega t} \quad (16)$$

La velocidad viene dada por:

$$\dot{x}_{clamp}(t) = \dot{x}_{clamp} e^{j\Omega t} \quad (17)$$

Como la frecuencia quedó acotada, se puede definir la impedancia como:

$$Z = \frac{\hat{F}_1}{\dot{x}_{clamp}} \quad (18)$$

La parte real viene dada por:

$$Re(Z) = Re\left(\frac{\hat{F}_1}{\dot{x}_{clamp}}\right) = \frac{1}{\dot{x}_{clamp}} Re(\hat{F}_1) = \frac{1}{\dot{x}_{clamp}} Re\left(\frac{1}{T} \int_0^T F(t) e^{-jk\Omega t} dt\right) \quad (19)$$

Y la parte imaginaria por:

$$Im(Z) = Im\left(\frac{\hat{F}_1}{\dot{x}_{clamp}}\right) = \frac{1}{\dot{x}_{clamp}} Im(\hat{F}_1) = \frac{1}{\dot{x}_{clamp}} Im\left(\frac{1}{T} \int_0^T F(t) e^{-jk\Omega t} dt\right) \quad (20)$$

La diferencia de fase entre la velocidad y la fuerza viene dada por la siguiente expresión:

$$\gamma_1 = \arg(Z) = \arctan\left(-\frac{\text{Im}(Z)}{\text{Re}(Z)}\right) = \arctan\left(-\frac{\text{Im}(\hat{F}_1)}{\text{Re}(\hat{F}_1)}\right) \quad (21)$$

A diferencia de los sistemas lineales, la impedancia de los sistemas no lineales depende no solamente de la frecuencia, sino también de la amplitud de la señal armónica de entrada. La impedancia de un amortiguador, usualmente es obtenida de experimentos de laboratorio. En la Figura 10 se presentan las curvas de impedancia obtenidas del ensayo de un amortiguador asimétrico típico aplicando diferentes velocidades de excitación en la grapa.

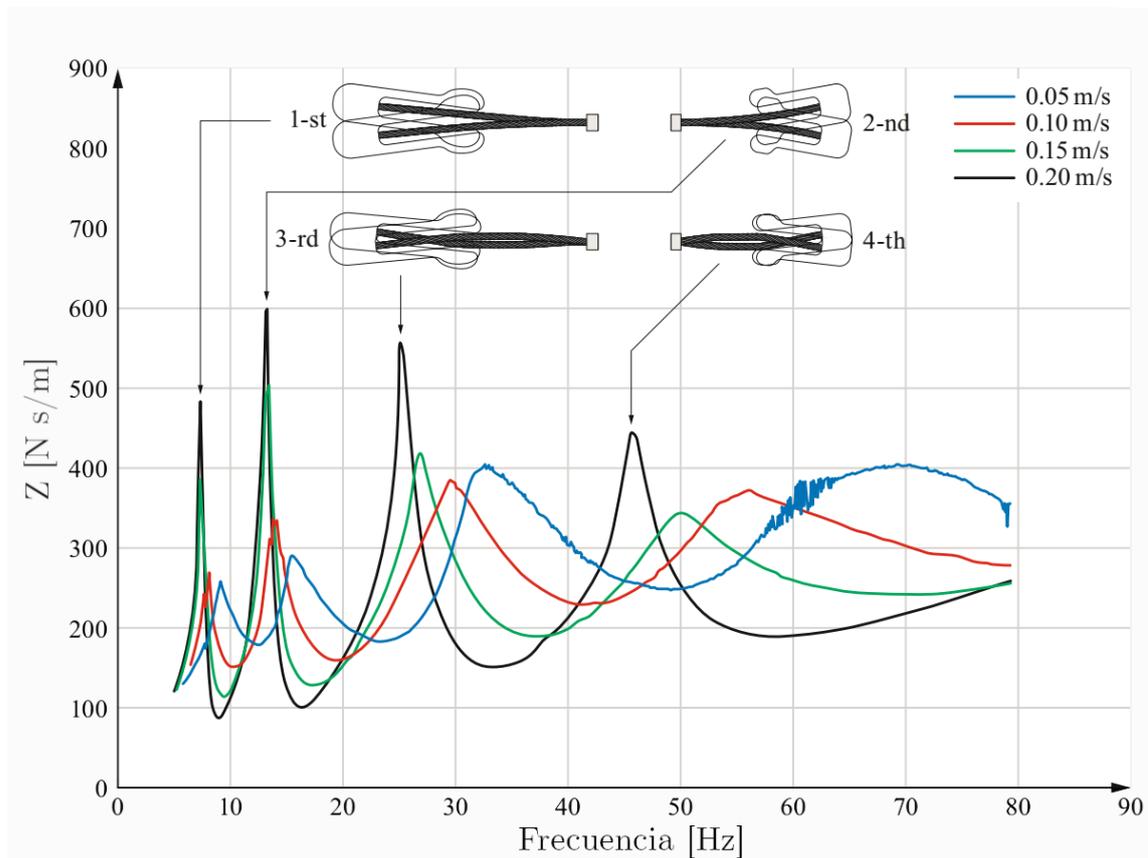


Figura 10. Curvas de ensayo típicas para un amortiguador asimétrico adoptando diversas velocidades de excitación en la grapa (K. Papailiou, 2021).

### 4.3. Metodología de Diseño

El desarrollo de un producto es una secuencia de pasos y actividades que un grupo de trabajo, organización o empresa utiliza para concebir, diseñar y comercializar un producto o servicio. En este sentido, establecer un proceso de desarrollo bien definido es útil para tener en cuenta los recursos disponibles y las restricciones, al momento de planificarlo.

La mayoría de las metodologías estructuradas para generar rediseño buscan renovar los productos desde un enfoque particular, por mencionar algunos: ensamble, manufactura, producción, diseño para X. Por otra parte, pocos enfoques definidos para el rediseño global aparte de los ya mencionados, han sido abordados de manera sistemática.

En el presente trabajo se plantea la metodología propuesta por los reconocidos autores [Ulrich y Eppinger \(2015\)](#). Si bien no es posible establecer con claridad dónde empieza y termina cada una de las etapas, la división facilita la ejecución y control del proceso de diseño (ver Figura 11).



Figura 11. Metodología de diseño adaptada propuesta por [Ulrich y Eppinger \(2015\)](#).

Es importante destacar que las actividades propuestas se enmarcan en un proceso iterativo, en el cual en cualquier etapa de las antes mencionadas, se puede volver a una anterior con el objetivo de encontrar la mejor solución.

#### 4.3.1. Planificación del producto - Declaración de Misión

A la actividad de planificación se la suele denominar “Fase Cero”, porque precede a la aprobación del proyecto y lanzamiento del proceso real de desarrollo del producto. Esta fase comienza con la identificación de las oportunidades guiada por la estrategia corporativa, contemplando la evaluación de los avances tecnológicos y los objetivos de mercado.

Se pretende en esta fase poder definir la Declaración de Misión, donde se va a especificar cuál es el objetivo del producto tanto a nivel económico como de necesidades a

satisfacer, también se pretende plantear las suposiciones y restricciones a las que estará sujeto el mismo.

#### 4.3.2. Diseño Conceptual

En la fase de Diseño Conceptual se identifican las necesidades de los usuarios, se definen las especificaciones técnicas, se generan en un proceso de síntesis y evalúan conceptos alternativos, centrando la mirada en el funcionamiento y aspectos estructurales y tecnológicos básicos. Con el objetivo de facilitar su ejecución, Ulrich y Eppinger (2015) han propuesto una secuencia de tareas conforme a lo expuesto en la Figura 12.

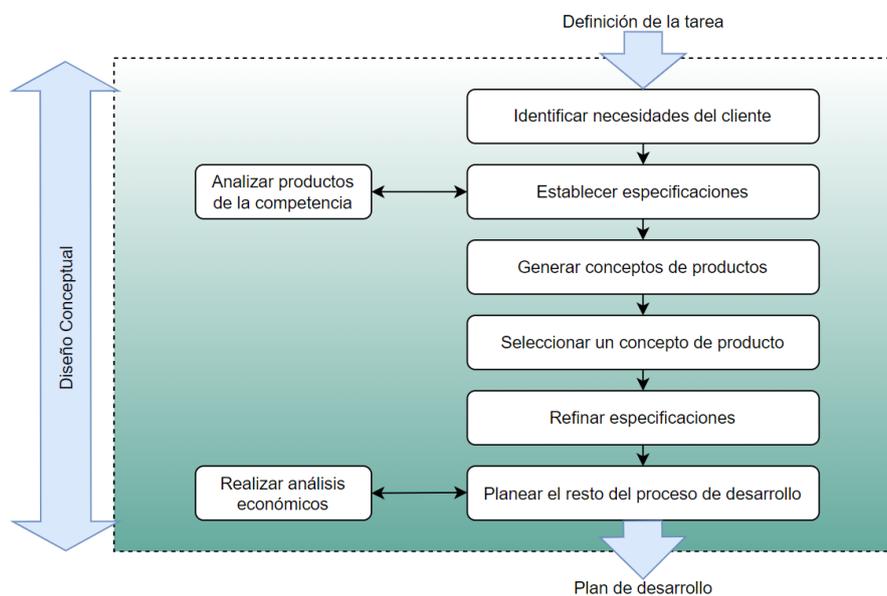


Figura 12. Subetapas en la fase de Diseño Conceptual (Ulrich y Eppinger, 2015).

Reconocidos autores en la temática como ser Ulrich y Eppinger (2015), Pahl y Beitz (2007) y Ullman (2010), coinciden en que los mayores esfuerzos del proceso de diseño deben concentrarse en esta etapa, dado que en la misma quedan definidas las bases de la performance y los costos asociados. A partir de allí, el proyecto adquiere una “rigidez” tal que, cualquier modificación necesaria en el mismo en las etapas de Ingeniería Básica y de Detalle, implican un significativo costo complementario. Específicamente en la sub-fase de Generación de Conceptos, dada su criticidad, Ulrich y Eppinger (2015) proponen una metodología detallada para su desarrollo tal como se presenta en la Figura 13. Finalmente, aplicando metodologías aptas para el propósito, que incluyen, dado el caso, simulaciones

simples y ensayos focalizados, se selecciona el concepto solución. El mismo se representa habitualmente por medio de esquemas gráficos a nivel de croquis acompañados de una memoria descriptiva.

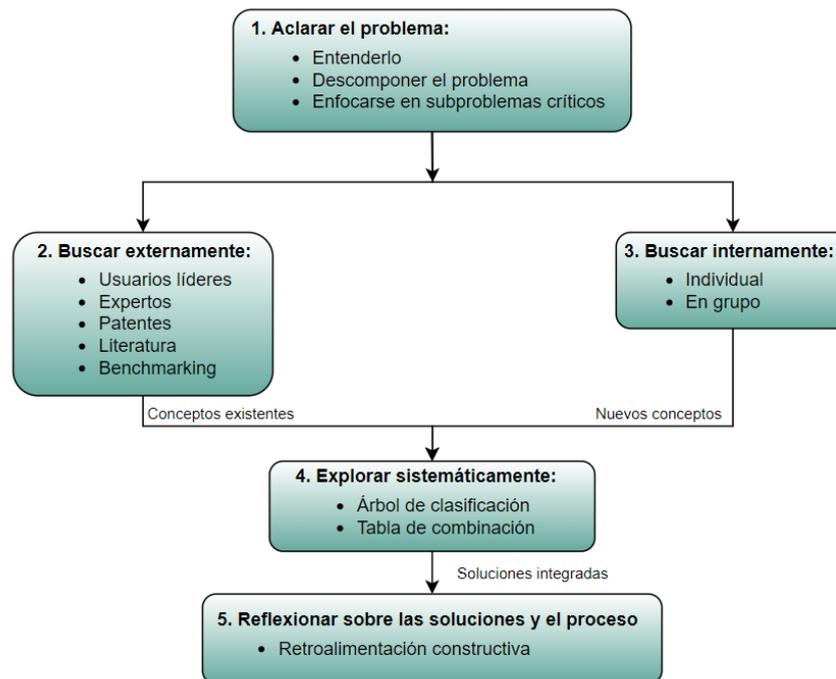


Figura 13. Método de Generación de Conceptos (Ulrich y Eppinger, 2015).

#### 4.3.3. Ingeniería Básica

Una vez seleccionado el concepto solución, se determina la configuración de diseño global y definitiva del producto que permite obtener una visión general de los materiales, las formas y dimensiones, y del proceso de fabricación. Estos tres elementos condicionan las decisiones de diseño de esta etapa y están estrechamente relacionados entre sí, dado que un diseño concreto puede requerir formas complejas para ser funcional o para reducir el número de piezas, pero su fabricación puede ser más costosa y compleja así como los materiales necesarios para su conformación.

Los trabajos en esta etapa son los que más se acercan a las actividades tradicionales de los departamentos de diseño. En ellas, profesionales que dominan las nuevas técnicas de modelización y simulación (CAD/CAE) así como las de prototipado y ensayo, desarrollan las piezas, elementos y conjuntos que compondrán el producto. Estas actividades

son típicamente iterativas y se dirigen hacia la optimización (en función de los recursos humanos, materiales y de tiempo disponibles). En las fases de simulación y evaluación de las soluciones, conviene desarrollar prototipos funcionales y realizar una evaluación mediante ensayos (fiabilidad, durabilidad, etc).

Las metodologías clásicas dan recomendaciones y reglas básicas sobre cómo obtener en esta etapa soluciones correctas en ingeniería mecánica. Debe tenerse en cuenta dada la complejidad creciente de las máquinas, la necesidad de obtener índices de confiabilidad adecuados con consideraciones particulares sobre las denominadas técnicas *DfX* (*del inglés "Design for X"*) que se proponen con el fin de centrar el objetivo del diseño en algún factor X que la Empresa considere relevante. En general, este concepto suele estar relacionado con estrategias de la Ingeniería Concurrente (Riba, 2010).

Se suele hablar de diseño para: la fabricación, el ensamblaje, el mantenimiento, la fiabilidad, la seguridad, el medio ambiente, la reutilización, el reciclaje; por mencionar solamente los más relevantes. Con ello se enfatiza en el enfoque que la Empresa quiera darles a sus productos como elemento diferenciador de la competencia y de valor añadido, además de reducción de costos y aumento de flexibilidad en los procesos de producción.

Una de las metodologías de diseño utilizadas en Ingeniería Concurrente, particularmente las relacionadas con la productividad, es Diseño para Fabricación *DfM* (*del inglés "Design for Manufacturing"*), que se puede definir como una colección de programas, técnicas, métricas, herramientas y métodos para mejorar la fabricación de partes o simplificar el ensamble de productos, analizando valores, tolerancias, movimiento, complejidad y conveniencia para el ensamble manual, automático o flexible (robótico) para que se adapte de manera óptima, a un sistema de fabricación particular, en cuanto a costo y calidad.

Mediante esta metodología se pretende que además del diseñador, personas del equipo de producción, e inclusive los proveedores, participen en el proceso de diseño, a fin de garantizar la fabricación. Sin embargo, no solo se utiliza, como se mencionó anteriormente, sino que es una herramienta de *benchmarking* que permite estudiar los productos de la competencia y cuantificar las dificultades de fabricación y ensamble.

El diseño para fabricación utiliza información de muchos tipos como: planos, especificaciones del producto y alternativas de diseño, un entendimiento detallado de los procesos

---

de producción y ensamble, y una estimación de costos y volúmenes de producción, para lograr su objetivo último, que es obtener un artículo de alta calidad con el mayor aprovechamiento de los recursos. Por lo tanto, es necesaria la colaboración de miembros del equipo de desarrollo, así como de expertos externos a él (Ulrich y Eppinger, 2015).

Para la aplicación de *DfM* en general, es decir, sin especificaciones para un proceso, se pueden tener en cuenta los siguientes elementos:

1. Estimar el costo de fabricación.
2. Reducir el costo de componentes.
3. Reducir el costo de los ensambles.
4. Reducir el costo de producción.
5. Considerar el impacto de las decisiones de *DfM* sobre otros factores.

Antes de llevar a cabo la selección del proceso, es necesario hacer algunas consideraciones en cuanto a los factores que afectan la selección del mismo, como:

1. Materiales: específicamente las propiedades mecánicas y físicas.
2. Geométricos: entre los que se encuentran la forma, el tamaño y el peso de la pieza, y las tolerancias y acabados superficiales de la misma.
3. Producción: entre los que están el tiempo de mercadeo, y la cantidad y la tasa de producción.

Finalmente el resultado de la Ingeniería Básica se da en forma de planos de conjunto o esquema de configuración, lista preliminar de piezas y, convenientemente, una memoria con los aspectos más relevantes del proceso de esta etapa (soluciones descartadas y motivos, resultados de las simulaciones y ensayos, prototipos, etc.).

#### **4.3.4. Ingeniería de Detalle**

De acuerdo a la metodología propuesta, se considera a la Ingeniería de Detalle como la última etapa del proceso de diseño. Esta se desarrolla a partir de la definición proporcionada por la Ingeniería Básica en cuanto a los planos de conjunto y la memoria técnica, y

---

tiene como objetivo la elaboración de toda la documentación necesaria para la fabricación del producto. Como resultado del diseño de detalle se tienen los planos de las piezas y conjuntos específicos, la documentación de los componentes de mercado incorporados y la relación de piezas y conjuntos (o módulos), todos ellos con su denominación, número de referencia, número de piezas, material y otras especificaciones técnicas (sobre acabados, procesos, ensayos de recepción) o de gestión (normas de aplicación, proveedores, contratistas) (Riba, 2010).

Si bien la realización de prototipos funcionales obliga, en la etapa anterior, a que se realicen planos de detalle para su eventual construcción, en la Ingeniería de Detalle habrá que incorporar en el diseño definitivo los cambios y modificaciones derivados de los ensayos.

El diseño de detalle no debe limitarse al desarrollo de las tareas definidas al finalizar la Ingeniería Básica, sino que además tiene funciones propias como la comprobación de las funciones y la depuración de las soluciones para simplificar, eliminar o unificar elementos (diseño *DfM* de última hora). A menudo, las buenas soluciones se originan en etapas anteriores, pero su articulación efectiva suele tener lugar durante esta etapa.

Normalmente, se producen muchas interacciones entre las etapas de Ingeniería Básica y de Detalle. Si bien es cierto que la partición del diseño en estas dos etapas es más de orden conceptual que práctico, hay que señalar que es improductivo realizar tareas de diseño de detalle antes de validar un producto con los ensayos correspondientes.

#### **4.3.5. Pruebas y Refinamiento**

La fase de pruebas y refinamiento comprende la construcción y evaluación de versiones múltiples de preproducción del producto.

Ulrich y Eppinger (2015) definen a un prototipo como una aproximación al producto en una o más dimensiones de interés. Con base en esta definición, cualquier entidad que exhiba al menos un aspecto del producto que es de interés para el equipo de desarrollo puede considerarse como un prototipo.

Según estos autores, los prototipos se pueden clasificar en dos dimensiones (ver Figura 14). La primera dimensión contiene dos grados, los *físicos* que son objetos tangibles y parecidos en aspecto al producto y los *analíticos* que representan el producto de manera

---

matemática o visual con el objetivo de analizar uno o varios aspectos de interés. En la segunda dimensión, se encuentran los prototipos *integrales*, que son versiones a escala del producto, que ejecutan la mayor parte de los atributos, y los prototipos *enfocados* que realizan uno, o pocos, de los atributos de un producto con la finalidad de responder preguntas antes de pasar a uno del tipo integrado.

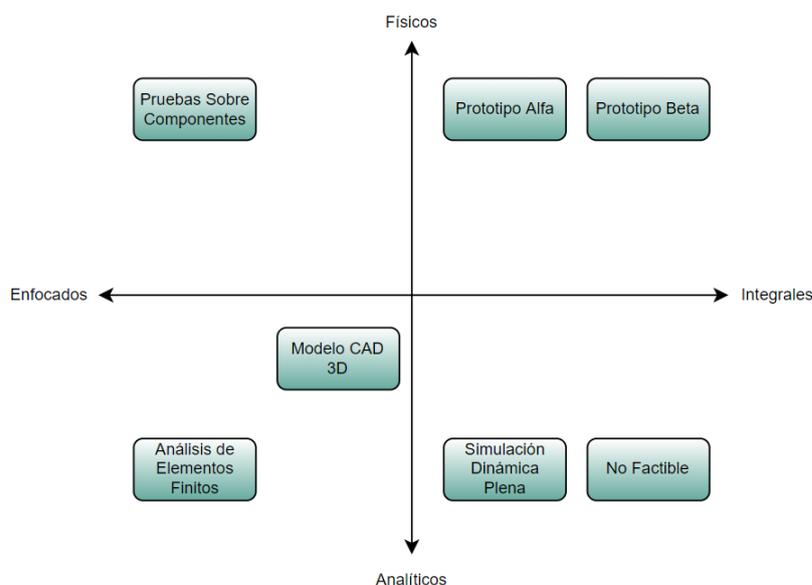


Figura 14. Tipos de prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015).

Un prototipo físico a veces exhibe fenómenos imprevistos que no están relacionados por completo con el objetivo original del mismo. Una razón para estas eventuales sorpresas es que todas las leyes de la física están operando en el equipo. En estos casos, pueden servir como herramienta para detectar fenómenos perjudiciales inadvertidos que pueden aparecer en el producto final.

En contraste, los prototipos analíticos, en la mayoría de los casos, son más fáciles de modificar y permiten cambios más grandes pero nunca develan fenómenos que no son parte del modelo fundamental en el que se basa. Estos se usan para reducir el intervalo de parámetros factibles y luego los físicos se emplean para afinar o confirmar el diseño. Por esta razón, casi siempre se construye, al menos, un prototipo físico en un trabajo de desarrollo de un producto.

Las ventajas anticipadas de un prototipo al reducir el riesgo, deben ponderarse respecto al tiempo y dinero necesarios para construir y evaluar el mismo. Esto es particularmente

importante para prototipos integrales. Los productos de alto riesgo o con incertidumbre por los altos costos de falla, nueva tecnología o la naturaleza revolucionaria del producto, se beneficiarán de estos prototipos. Por el contrario, los productos en que los costos de falla sean bajos y la tecnología sea bien conocida no tienen grandes ventajas por reducción de riesgo si se construyen prototipos. La Figura 15 muestra el riesgo de producir o no un prototipo físico integral versus el costo asociado a la construcción del mismo.

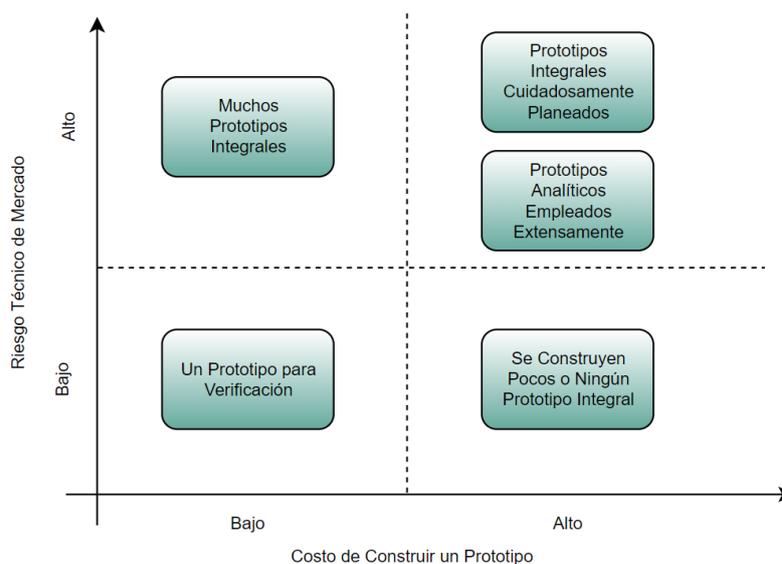


Figura 15. Riesgo Técnico frente a Costo de Prototipos (Ulrich y Eppinger, 2015).

Otro de los objetivos para realizar un prototipo es integrar, es decir asegurar que los componentes y subsistemas funcionen como se espera. En tal sentido se usan prototipos físico integrales. Los nombres usados para estos prototipos son alfa y beta. Los alfa se conforman con piezas cuya construcción no está asociada al proceso tecnológico definitivo, y se ensayan para determinar si el producto satisface requisitos específicos. Los beta, se construyen con las piezas definitivas del producto y son evaluados exhaustivamente en forma interna y también en el ambiente de uso por los clientes con el objetivo de obtener información sobre operación, confiabilidad y obtener mejoras para las especificaciones del producto final.

## 5. DESARROLLO

### 5.1. Análisis y Diagnóstico de la Máquina Existente

El excitador electromecánico que se pretende rediseñar se presenta en la Figura 16. El principio de funcionamiento se basa en un sistema de excitación mecánico que transforma el movimiento rotatorio del eje en un movimiento lineal alternativo. Está compuesto por un motor eléctrico que provee la energía necesaria para accionar un sistema mecánico (rotativo excéntrico), que genera un desplazamiento variable sobre el extremo de sujeción de la grapa del amortiguador. El motor eléctrico y el sistema de excitación se vinculan a través de un acoplamiento elástico tipo Gummi. Dadas las características del ensayo, resulta que en medio ciclo el sistema entrega energía al amortiguador y en el siguiente medio ciclo, el amortiguador restituye energía al sistema, por lo cual se dispone de un volante de inercia para minimizar las variaciones de velocidad (frecuencia de ensayo).

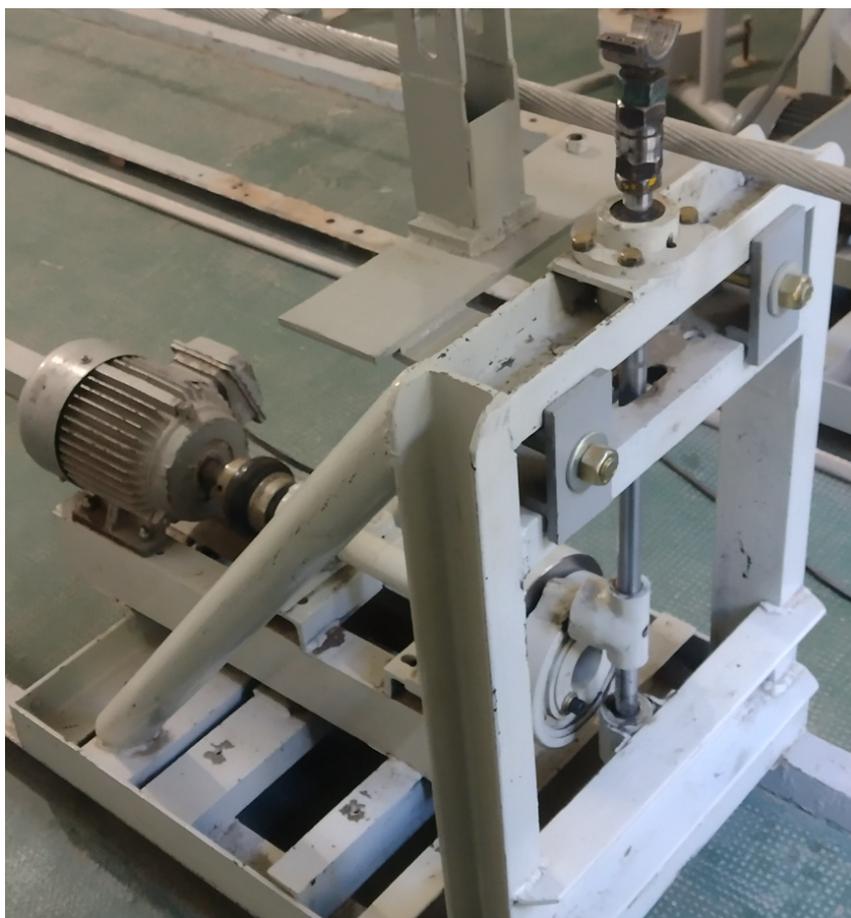


Figura 16. Excitador electromecánico objeto del rediseño.

En efecto, el sistema bajo estudio puede analizarse a partir de un diagrama de caja negra (ver Figura 17). En el cual se indica la función global del sistema, y las entradas y salidas (flujos de energía, materia y señales).

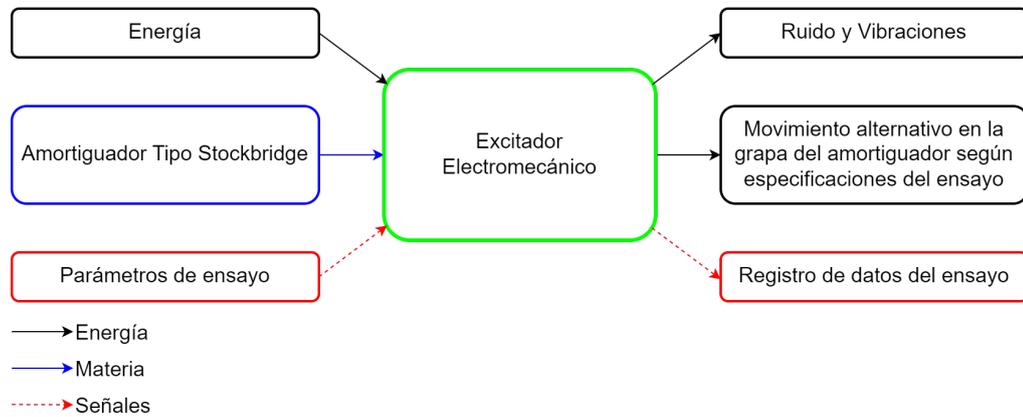


Figura 17. Diagrama de Caja Negra.

La conversión del conjunto de entradas en un conjunto de salidas es una tarea compleja en la caja negra, por lo que es necesario descomponerla en tareas o funciones secundarias. Un diagrama de bloques se compone de todas las funciones secundarias, que se identifican por separado encerrándolas en cuadros y relacionándolas mediante sus entradas y salidas, de tal manera que satisfagan la función general del dispositivo que esta siendo rediseñado. Es decir, la caja negra original de la función general se representa como una caja transparente en la que pueden verse las funciones secundarias necesarias y sus enlaces (ver Figura 18).

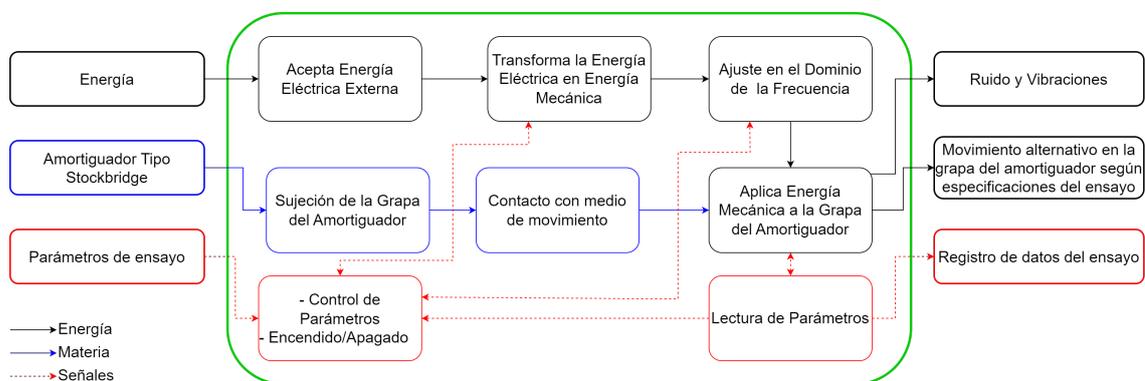


Figura 18. Diagrama de Caja Transparente.

Esta metodología ofrece un medio para considerar las funciones esenciales y el nivel en el que el problema debe abordarse. Las funciones esenciales son aquellas que debe

satisfacer el dispositivo a rediseñar, independientemente de los componentes físicos que deben utilizarse. El nivel del problema se decide estableciendo límites alrededor de un subconjunto coherente de funciones. La representación de estos diagramas permite establecer la forma en que se relacionan las entradas y salidas de las funciones secundarias, de tal forma que conformen un sistema factible y funcional.

Por lo expuesto, se definen cuatro bloques físicos funcionales para el excitador electromecánico:

- Bloque I - Fuente motriz: recibe la energía externa proporcionada al sistema y la convierte en energía mecánica utilizada para el movimiento alternativo y lineal del amortiguador. El control y operación del motor eléctrico se realiza a través de un variador de frecuencia.
- Bloque II - Sistema de excitación: recibe energía externa mecánica de rotación y la transforma en energía mecánica alternativa lineal. Incluye un dispositivo para ajustar el desplazamiento de la grapa requerido durante el ensayo.
- Bloque III - Sistema de control y adquisición de datos: encargado de controlar y registrar los parámetros de ensayo.
- Bloque IV - Sistema de sujeción: es un dispositivo que permite el montaje del amortiguador en el excitador.

Con el objetivo de identificar los aspectos sobre los que se debe focalizar el rediseño del sistema, se revisaron los antecedentes técnicos y se realizaron pruebas operativas.

En primer término, se evidenciaron dificultades para controlar los parámetros de ensayo, en relación a:

- Ajuste de frecuencia: el variador de frecuencia marca Danfoss, modelo VLT 2050, permite ajustar mediante un potenciómetro manual la frecuencia de interés para el ensayo con una precisión de 0,1 Hz. La magnitud y el control de estos saltos discretos dificulta la sintonización precisa de las frecuencias de resonancia del amortiguador.
-

- Ajuste de carrera: la corredera del sistema rotativo excéntrico no permite asegurar ajustes precisos de 0,1 mm. La dificultad principal se refiere a que luego de setear una determinada carrera y realizar el ajuste final del sistema, la carrera efectiva medida en el control es distinta a la asignada. Esta variabilidad en el proceso de ajuste del parámetro genera que se realicen numerosas iteraciones hasta establecer el valor requerido.

En cuanto al sistema de adquisición de datos se considera que se deben especificar las celdas de carga y acelerómetros que cumplan con los requerimientos específicos para este tipo de ensayos. Sumado a esto, surge la necesidad de desarrollar un *software* ad hoc que permita procesar las señales.

Por lo expuesto, en la Tabla 1, se define la criticidad de cada uno de los bloques funcionales en relación al rediseño del sistema.

Tabla 1. Descripción de Bloques físicos

Bloque físico	Descripción	Criticidad
Bloque I	Fuente motriz	Alto
Bloque II	Sistema de excitación	Crítico
Bloque III	Sistema de control y adquisición de datos	Crítico
Bloque IV	Sistema de sujeción	Alto

## 5.2. Declaración de Misión

En base al análisis realizado en el apartado anterior, a continuación, se establece la Declaración de Misión del proyecto cuyos considerandos guiarán la ejecución del proceso de rediseño del excitador electromecánico:

### Título del Proyecto:

- Excitador Electromecánico para Ensayos de Comportamiento Dinámico de Amortiguadores Tipo Stockbridge.

### Descripción del Proyecto:

- Rediseño de un excitador electromecánico incluido dentro del equipamiento de laboratorio requerido para realizar ensayos de acuerdo a requerimientos específicos

de la norma de aplicación [IEC61897 \(2020\)](#).

#### **Propuesta de Valor del Proyecto:**

- Disponer de equipamiento que permita realizar ensayos normalizados del comportamiento dinámico de amortiguadores tipo Stockbridge.
- Propender hacia actividades de investigación que permitan evaluar el comportamiento dinámico de los amortiguadores tipo Stockbridge (por ejemplo: modelos numéricos de complejidad creciente, análisis estadísticos, obtención de parámetros característicos de diseño, aplicación de técnicas de optimización, entre otras).

#### **Demandante:**

- Laboratorio de Ensayos de Conductores (LEC), Departamento de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue.

#### **Suposiciones y Restricciones:**

- Accionado por un motor eléctrico trifásico.
- Componentes estándar disponibles en el mercado.
- Fabricación de componentes *ad-hoc* en empresas metalmecánicas de la zona.

#### **Involucrados:**

A partir de la educación, investigación y las actividades de transferencia, el laboratorio LEC tiene la finalidad de formar recursos humanos de alta calificación en temáticas relacionadas con el control de vibraciones mecánicas en líneas aéreas de transmisión de potencia eléctrica.

Por lo expuesto, se identifican los siguientes actores involucrados en el proyecto:

- Docentes investigadores.
  - Alumnos de grado y posgrado.
  - Personal técnico del laboratorio.
-

### 5.2.1. Requerimientos Específicos

El amortiguador se une a través de su grapa a un excitador electromecánico controlado por un oscilador sinusoidal, cuya señal de salida es variable en frecuencia y amplitud.

Según lo especificado en la norma [IEC61897 \(2020\)](#), durante el procedimiento de prueba se debe cubrir un rango de frecuencias de  $0,18/D$  a  $1,4/D$ , donde  $D$  es el diámetro (en metros) del conductor o cable especificado por el proveedor del sistema amortiguante. La velocidad en la grapa debe mantenerse constante a  $0,1$  m/s (cero - pico).

Por lo tanto, los parámetros de interés que deben ser registrados son la respuesta en frecuencia de la fuerza en la grapa de sujeción, la velocidad de ensayo y el ángulo de fase entre la velocidad y la fuerza. Los parámetros mencionados se refieren a los desarrollados en la sección [4.2](#).

A partir de estos requerimientos, se definen en la [Tabla 2](#) las especificaciones técnicas objetivo de la máquina.

Tabla 2. Especificaciones Técnicas.

Métrica	Valor
Rango de frecuencia	0 - 100 Hz
Precisión de ajuste en frecuencia	0,01 Hz
Rango de amplitud de excitación	0 - 6 mm (pico a pico)
Fuerza máxima (en el sistema de sujeción)	500 N
Precisión en la lectura de fuerza	0,1 N
Fuente motriz	1,5 kW / 380 V / 50 Hz / 2 polos
Velocidad de giro máxima	6000 rpm

### **5.3. Diseño Conceptual**

De acuerdo con los requerimientos específicos y las oportunidades de mejora detectadas en las pruebas operativas del excitador, se plantean a continuación los conceptos solución para cada uno de los bloques físicos del sistema.

#### **5.3.1. Bloque I - Fuente Motriz**

Para este bloque se mantiene el concepto original, es decir, un motor eléctrico trifásico comandado por un variador de frecuencia. Estos variadores son dispositivos electrónicos que permiten variar la velocidad y el par de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables. También, incluyen todos los elementos de protección del motor, permiten un ajuste fino de la velocidad, evitan el pico de corriente en el arranque del motor (ya que, permiten ajustar la rampa de aceleración para el arranque), como así también permiten el ajuste de la rampa de desaceleración, para evitar la parada brusca del motor y los esfuerzos mecánicos elevados. En particular, como se indicó precedentemente el rediseño del sistema exige que se seleccione un variador con una mayor precisión y sensibilidad en el control del dominio de la frecuencia.

#### **5.3.2. Bloque II - Sistema de Excitación**

Este bloque representa uno de los de mayor criticidad; para obtener la solución definitiva se plantearon tres conceptos solución. Las alternativas propuestas se fundamentan en los requerimientos establecidos en etapas anteriores, estudios de máquinas similares (*benchmarking*) y las restricciones impuestas por el cliente, principalmente en cuanto al control de las variables del proceso y, los costos asociados a su fabricación y puesta en marcha.

#### **Concepto Solución 1: Sistema eje y cubo excéntricos.**

El volante de inercia tiene vinculado el eje excéntrico. Este último se ensambla al cubo, también excéntrico, el cual está conectado a una manivela para que el movimiento de giro se transforme en un axial alternativo.

---

La carrera se ajusta desacoplando el cubo del eje y realizando un movimiento relativo entre ambos. Por lo tanto, la carrera adoptada es función de la excentricidad del sistema cubo-eje (ver Figura 19).

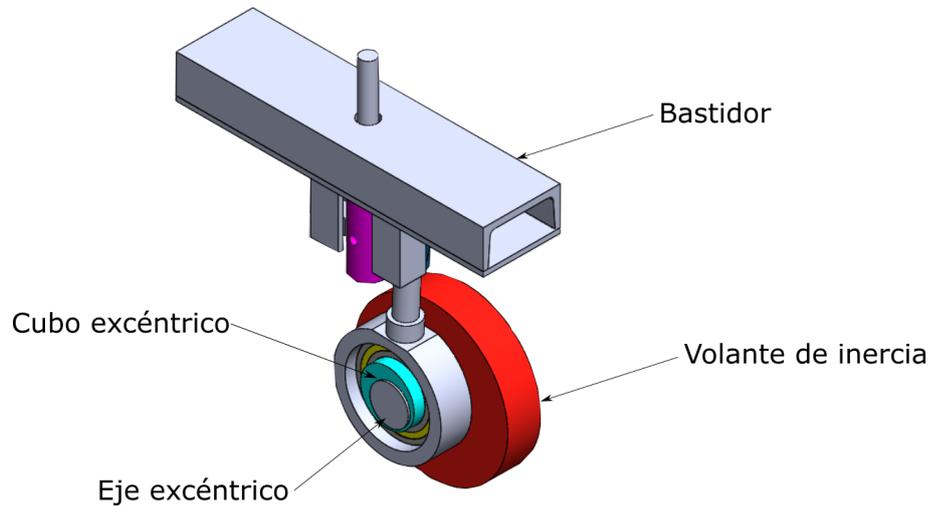


Figura 19. Bloque II - Concepto Solución 1.

### Concepto Solución 2: Sistema leva-seguidor y resorte, con leva intercambiable.

El eje gira solidario al volante de inercia y en su extremo se monta una leva intercambiable. El desarrollo de una familia de levas con diferentes medidas permitirá modificar su alzada. En contacto con esta leva existe un seguidor plano vinculado al vástago. A su vez, para asegurar el contacto permanente del seguidor con la leva, se coloca un resorte sobre el vástago (ver Figura 20). Este concepto surge del análisis de un producto similar disponible en el mercado (<https://www.tequipment.com/cam-analysis-machine>).

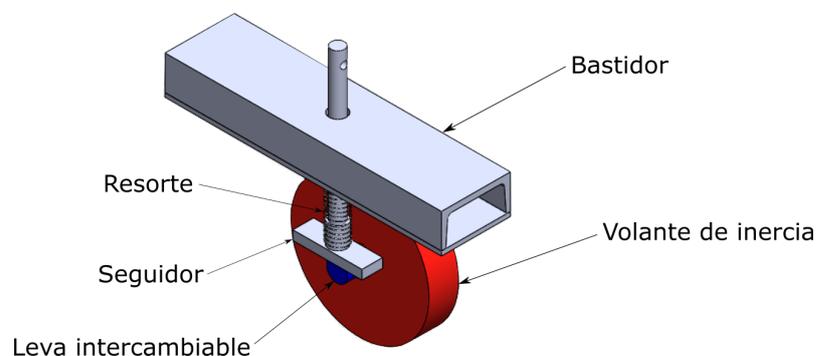


Figura 20. Bloque II - Concepto Solución 2.

### Concepto Solución 3: Sistema biela-manivela, con biela de largo regulable.

En este caso, se vincula el volante de inercia con una placa rectangular fija. Una segunda placa móvil se desliza sobre la placa fija, generando la excentricidad requerida del conjunto. El ajuste de esta excentricidad se realiza a través de un tornillo de paso fino, una vez establecida la carrera deseada se fija la posición de la placa móvil a través de una unión atornillada frontal (ver Figura 21).

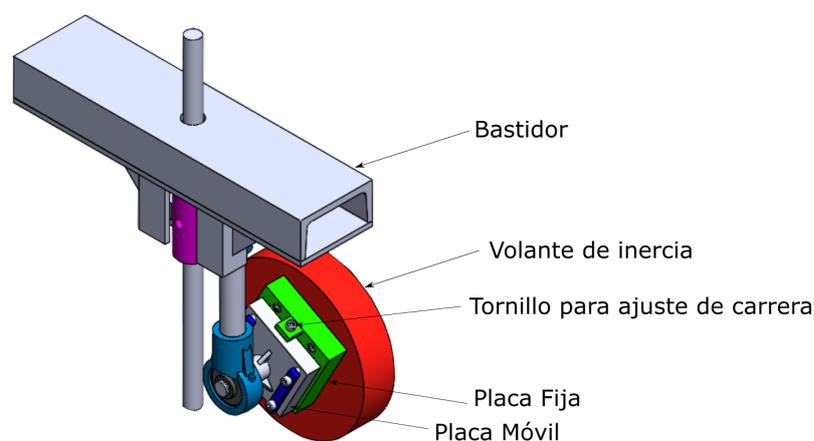


Figura 21. Bloque II - Concepto Solución 3.

### Selección del Concepto Solución

La selección del Concepto Solución se realiza a partir de la aplicación de las denominadas técnicas de *Design for*. En este caso en particular, se focaliza la atención en el Diseño para la Fabricación y Ensamble, atendiendo la necesidad de desarrollar un mecanismo que sea fácil de mantener, confiable, compatibilizando una reducción del costo asociado sin resignar la calidad del sistema. Para alcanzar los objetivos propuestos, se tuvieron en cuenta los siguientes lineamientos:

- Reducir el número total de partes.
- Emplear el mayor número de componentes estandarizados.
- Diseñar las piezas ad hoc de tal manera que sea posible su fabricación con los recursos disponibles en la zona.

- Utilizar tolerancias amplias.
- Minimizar las operaciones de montaje.
- Minimizar las operaciones requeridas para el ajuste de la carrera.
- Minimizar las operaciones que no añadan valor.

Para la selección del Concepto Solución se empleó la matriz de selección de conceptos. A tal fin, se realizó una evaluación comparativa tomando como referencia el Concepto Solución 2. Para establecer un criterio de comparación con los conceptos solución restantes, se adoptó la siguiente escala cualitativa: mejor que (+), igual a (0) o peor que (-). En la Tabla 3 se presentan los resultados y el posicionamiento de cada uno de los conceptos solución considerados. Se puede observar que el Concepto Solución 3 es el que ocupa el primer lugar del *ranking*. Se debe mencionar, como aspecto destacable, que esta solución proporciona una mayor precisión al momento de realizar el ajuste de la carrera a través de un tornillo de paso fino, e involucra operaciones muy simples para realizar dicho ajuste. Sumado a esto, el diseño propuesto no requiere contemplar tolerancias mínimas de fabricación ni reviste complejidad en las operaciones tecnológicas que demanda su fabricación.

Tabla 3. Matriz de Selección de Conceptos

Principio	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3
Número total de piezas	+	0	+
Componentes estandarizados	+	0	+
Componentes ad hoc	-	0	-
Procesos de fabricación	-	0	+
Tolerancias mínimas requeridas	-	0	+
Ajuste de carrera	-	0	+
$\Sigma$	-2	0	4
<b>Ranking</b>	3	2	1

### 5.3.3. Bloque III - Sistema de Control y Adquisición de Datos

En este bloque se mantiene el concepto original para el sistema de control, es decir, el motor eléctrico trifásico es comandado por un variador de frecuencia. Estos variadores son dispositivos electrónicos que permiten variar la velocidad y el par de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables.

Este bloque también contempla la adquisición y el procesamiento de los datos que se obtienen en cada ensayo. Incluye, como mínimo, un adquisidor de datos compatible con los sensores (celdas de carga y el acelerómetro). En la Figura 22 se presenta el concepto solución para este bloque, que contempla:

- Pantalla HMI: pantalla táctil que permite ajustar y visualizar la frecuencia de giro.
- PLC: dispositivo que realiza el control del funcionamiento de la máquina.
- Variador de Frecuencia: permite ajustar la velocidad y el par del motor asíncrono.
- Acelerómetro: mide la aceleración en la grapa del amortiguador.
- Celda de carga: registra el valor de fuerza del amortiguador.
- Adquisidor de datos: recopila los datos de los sensores.
- Software específico: procesa los datos y obtiene las variables de interés (Impedancia, Ángulo de Fase y Potencia). A su vez, realiza la integración de la señal de aceleración para obtener la velocidad de ensayo en la grapa del amortiguador.

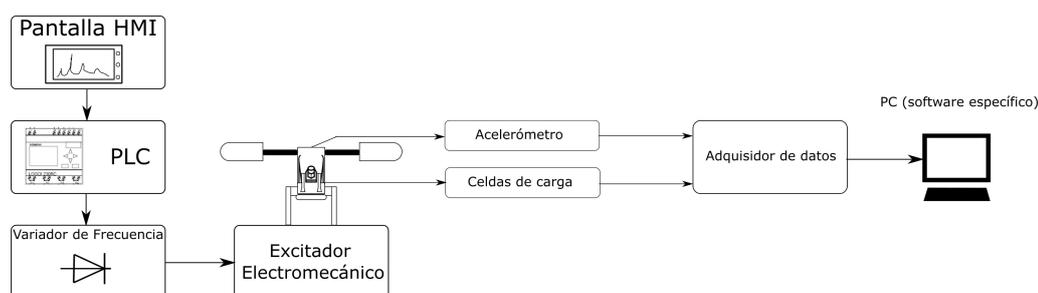


Figura 22. Diagrama de flujo del sistema de control y adquisición de datos.

Además, se contempla la utilización de un reloj comparador, para realizar el control del ajuste de la carrera, previo a la puesta en marcha del sistema.

En la Figura 23, se describe mediante un diagrama de flujo la secuencia de pasos que deben realizarse para cumplimentar un ensayo. A partir de estas consideraciones se desarrollará el software ad hoc que permitirá el procesamiento de los datos obtenidos de los ensayos.

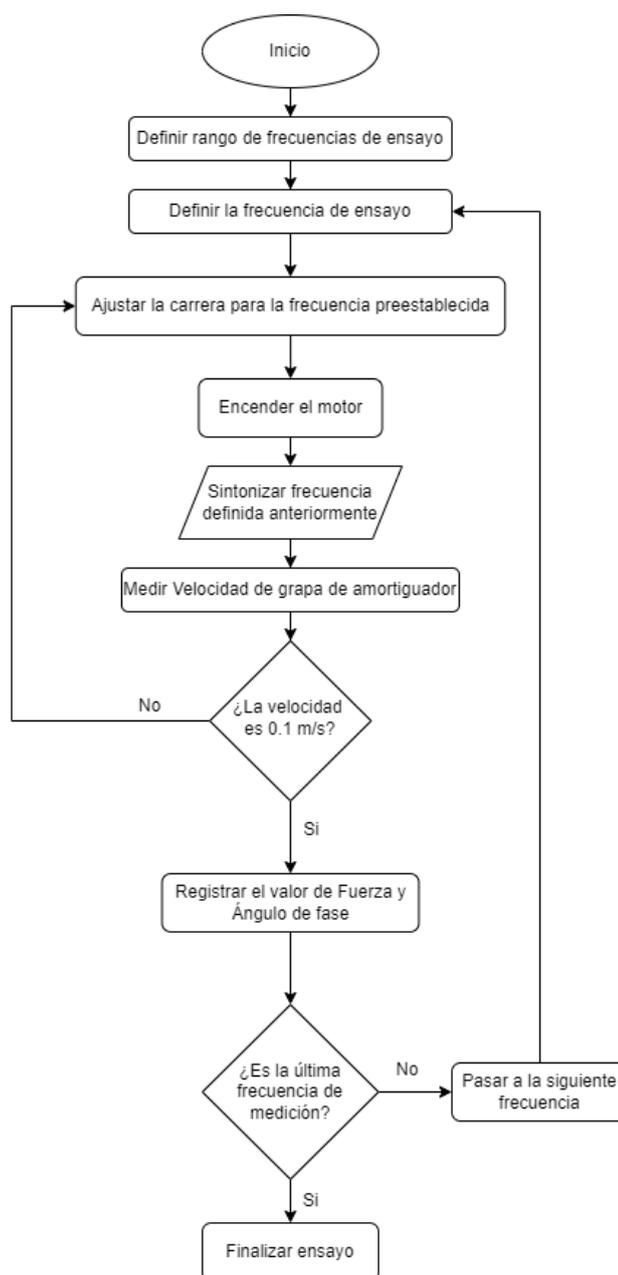


Figura 23. Diagrama de flujo del procedimiento de ensayo.

### 5.3.4. Bloque IV - Sistema de Sujeción

Este bloque cumple la función de vincular la grapa de sujeción del amortiguador con el excitador electromecánico. Este módulo requiere incorporar celdas de carga para medir la fuerza de respuesta del amortiguador, un acelerómetro para medir la aceleración de la grapa de sujeción y un segmento de sección circular que debe replicar el montaje de la grapa sobre un conductor tal como se instala en la línea. A tal fin se plantearon tres alternativas geométricas que incluyen distintas celdas de cargas y sistemas de sujeción.

#### Concepto Solución 1: celda de carga única con sujeción invertida.

El vástago que proporciona el movimiento alternativo se vincula directamente a una celda de carga, y esta a un sistema de sujeción intercambiable dependiendo de las dimensiones del amortiguador a ensayar (ver Figura 24).

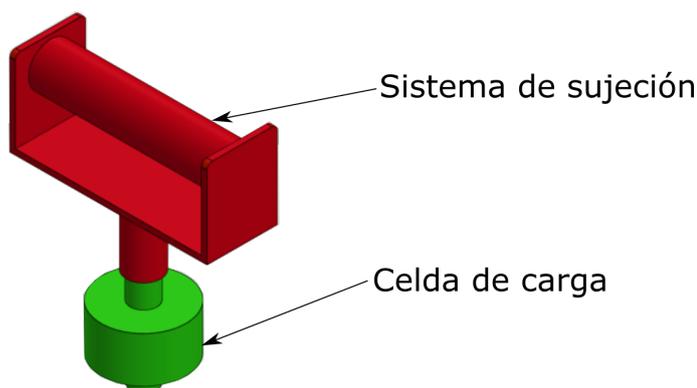


Figura 24. Bloque IV - Concepto Solución 1.

#### Concepto Solución 2: dos celdas de carga con sujeción invertida.

En la Figura 25, se presenta el concepto propuesto, en el que el vástago se vincula a una pieza intermedia (indicada en azul), la cual a su vez permite el montaje de dos celdas de carga equidistantes sobre las que se posiciona el segmento circular sobre el que se fija el amortiguador.

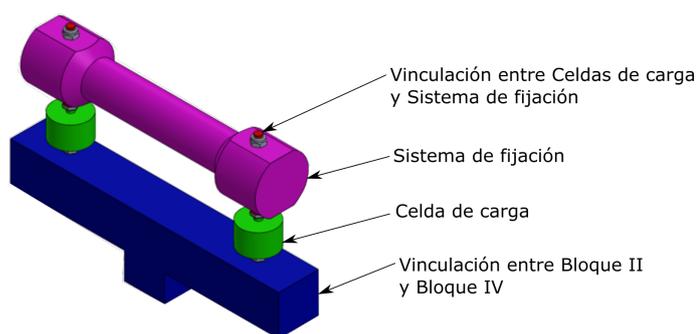


Figura 25. Bloque IV - Concepto Solución 2.

### Concepto Solución 3: una celda de carga con sujeción colgante.

En este caso, el vástago se vincula directamente a una celda de carga rectangular (disponible en el laboratorio). Una pieza construida en forma de C, permite vincular el segmento de tal forma que el amortiguador queda posicionado con la misma orientación en la que se realiza el montaje en la línea (ver Figura 26).

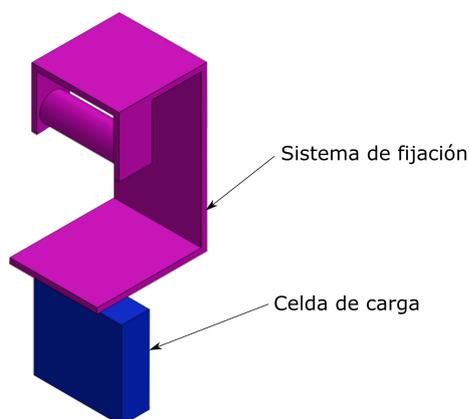


Figura 26. Bloque IV - Concepto Solución 3.

### Selección del Concepto Solución

Los tres conceptos solución propuestos para este bloque garantizan la funcionalidad requerida. En este caso, se selecciona el Concepto Solución 2 en virtud de que la configuración propuesta posee ventajas relativas con respecto a los restantes conceptos. En este sentido, proporciona una mayor rigidez estructural y, al utilizar dos celdas se puede asegurar que cada transductor no sea afectado por ningún cizallamiento o momento debido al comportamiento del amortiguador.

### 5.3.5. Arquitectura de la Máquina

En la Figura 27, se presenta la arquitectura final de la máquina elaborada a partir del proceso de rediseño de los bloques físicos que fueron descritos previamente. En este esquema se incluyen los componentes mecánicos principales, quedando exceptuados los componentes electrónicos del sistema de control y adquisición de datos.

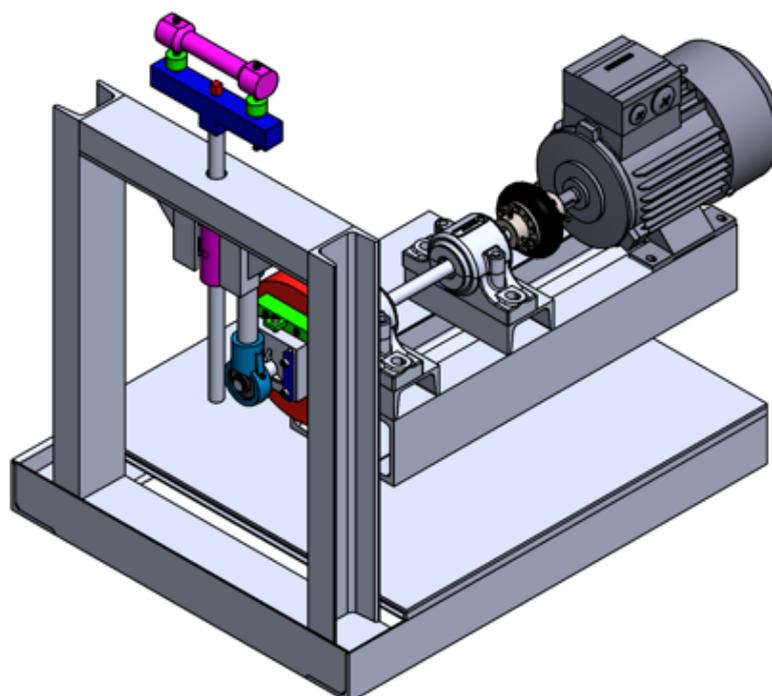


Figura 27. Arquitectura de la Máquina.

Como puede observarse en la imagen anterior, se mantiene el diseño modular original lo que permite establecer pocas interacciones bien definidas entre los componentes. Esta particularidad permitió realizar cambios mayores en el diseño físico del Bloque II sin modificar de manera significativa los otros componentes de la máquina. La solución propuesta permitió mantener la estructura original del bastidor, requiriéndose adaptaciones menores.

Para una mejor comprensión del sistema, y una adecuada distinción de cada uno de los bloques físicos, se presenta en la Figura 28 una vista explotada haciendo referencia a cada uno de los componentes detallados en la Tabla 4.

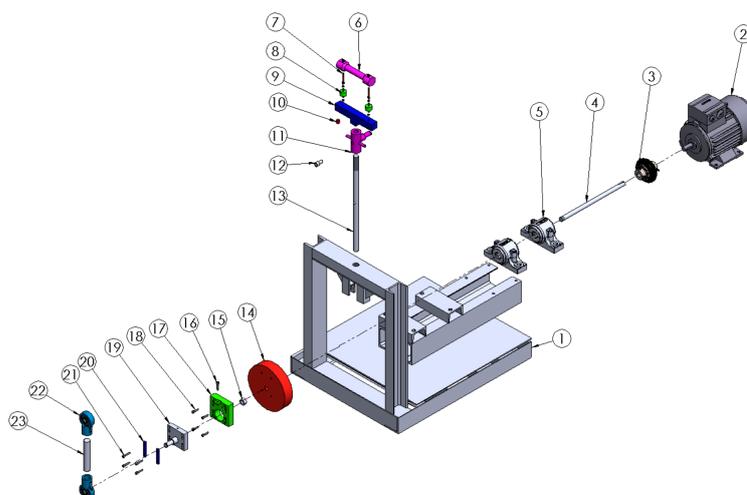


Figura 28. Componentes de la Máquina.

Tabla 4. Descripción de componentes según bloque funcional.

ID	Descripción	Bloque Físico
1	Bastidor	Estructura soporte
2	Motor eléctrico	I
3	Acople elástico	I
4	Eje	I
5	Rodamiento	I
6	Fijación de grapa	IV
7	Sistema de vinculación	IV
8	Celda de carga	IV
9	Sistema de vinculación	II/IV
10	Acelerómetro	IV
11	Acople entre vástago y articulación	II
12	Vinculación entre vástago y acople	II
13	Vástago	II
14	Volante de inercia	II
15	Tuerca de eje	II
16	Tornillo de ajuste	II
17	Placa fija	II
18	Sistema de vinculación	II
19	Placa móvil	II
20	Guías de ajuste	II
21	Tornillo de vinculación Placas Fija/Móvil	II
22	Articulación	II
23	Biela	II

## 5.4. Ingeniería Básica

Una vez que la arquitectura de la máquina ha sido consolidada, con relación a los elementos principales, se realiza el predimensionamiento y selección de materiales para los componentes diseñados ad hoc, y se complementa el diseño con la selección de los componentes estándar.

### 5.4.1. Bloque I - Fuente Motriz

En este bloque se mantiene la configuración original del excitador que incluye: un motor eléctrico trifásico, acople elástico tipo gummi, eje, soportes y rodamientos. Específicamente, el motor eléctrico (modelo YPEY 90S - 2), según datos proporcionados por el fabricante (<https://www.shanbo-motor.com/>), tiene las siguientes características nominales: 1,5 kW / 2850 rpm / 380 V / Trifásico / 50 Hz / 2 polos. Este motor permite cubrir el rango de frecuencias requerido en el ensayo pudiendo alcanzar una velocidad de giro máxima de 6000 rpm para una frecuencia de 100 Hz.

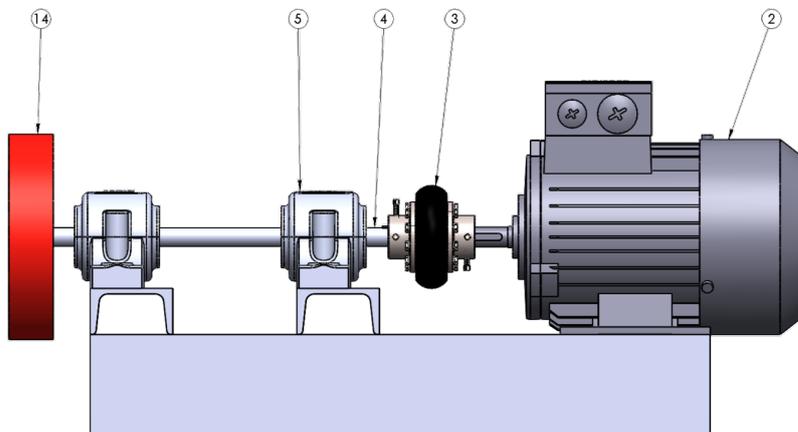


Figura 29. Sistema de excitación.

Tabla 5. Descripción de componentes bloque I.

ID	Descripción	Detalle
2	Motor eléctrico	Modelo YPEY90S-2
3	Acople elástico	Rotar GUM SG - 2,5
4	Eje	ver plano NP 02
5	Rodamiento	SN 507
14	Volante de inercia	ver plano NP 03

### 5.4.2. Bloque II - Sistema de Excitación

Para materializar el diseño del sistema de excitación se partió del concepto rotativo excéntrico, planteado en la etapa de desarrollo de conceptos. La característica distintiva del concepto seleccionado, es la sensibilidad que el sistema tiene para ajustar la excentricidad ( $e$ ). A continuación, se describe la arquitectura del sistema en relación a la indicación dada en la Figura 30. El bloque motriz se vincula a través del volante de inercia (14), sobre el cual se realiza el montaje de la placa fija (17) mediante una unión atornillada (18). El ajuste fino de la excentricidad se realiza mediante un tornillo (16), que controla el movimiento relativo entre las cuatro correderas de la placa móvil (19) y la placa fija. Una vez establecida la posición final que se desea configurar, se realiza un ajuste frontal de las placas mediante cuatro tornillos (21). Las correderas permiten variar la excentricidad entre 0 y 7 mm, obteniendo un desplazamiento alternativo vertical efectivo ( $y$ ), en el extremo del vástago (13), que varía entre 0 y 14 mm. Para realizar la conversión del movimiento rotatorio en lineal, la placa móvil se vincula al vástago mediante la biela (23), la cual posee rodamientos (22) en cada uno de sus extremos. Finalmente la vinculación entre el extremo superior de la biela y el vástago se realiza a través de un acople (11) diseñado ad hoc.

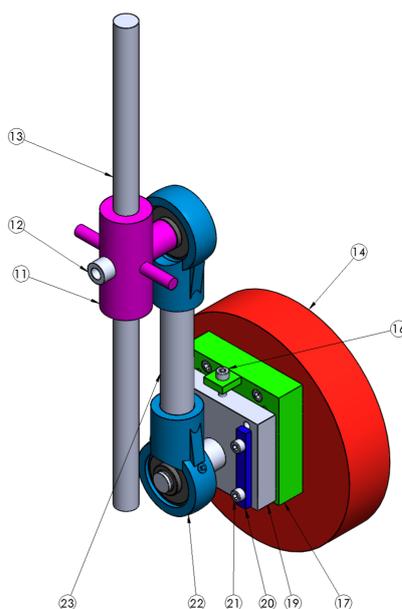


Figura 30. Sistema de excitación.

De forma complementaria, para su mejor comprensión, se presentan un esquema que incluye las vistas lateral y en corte del sistema.

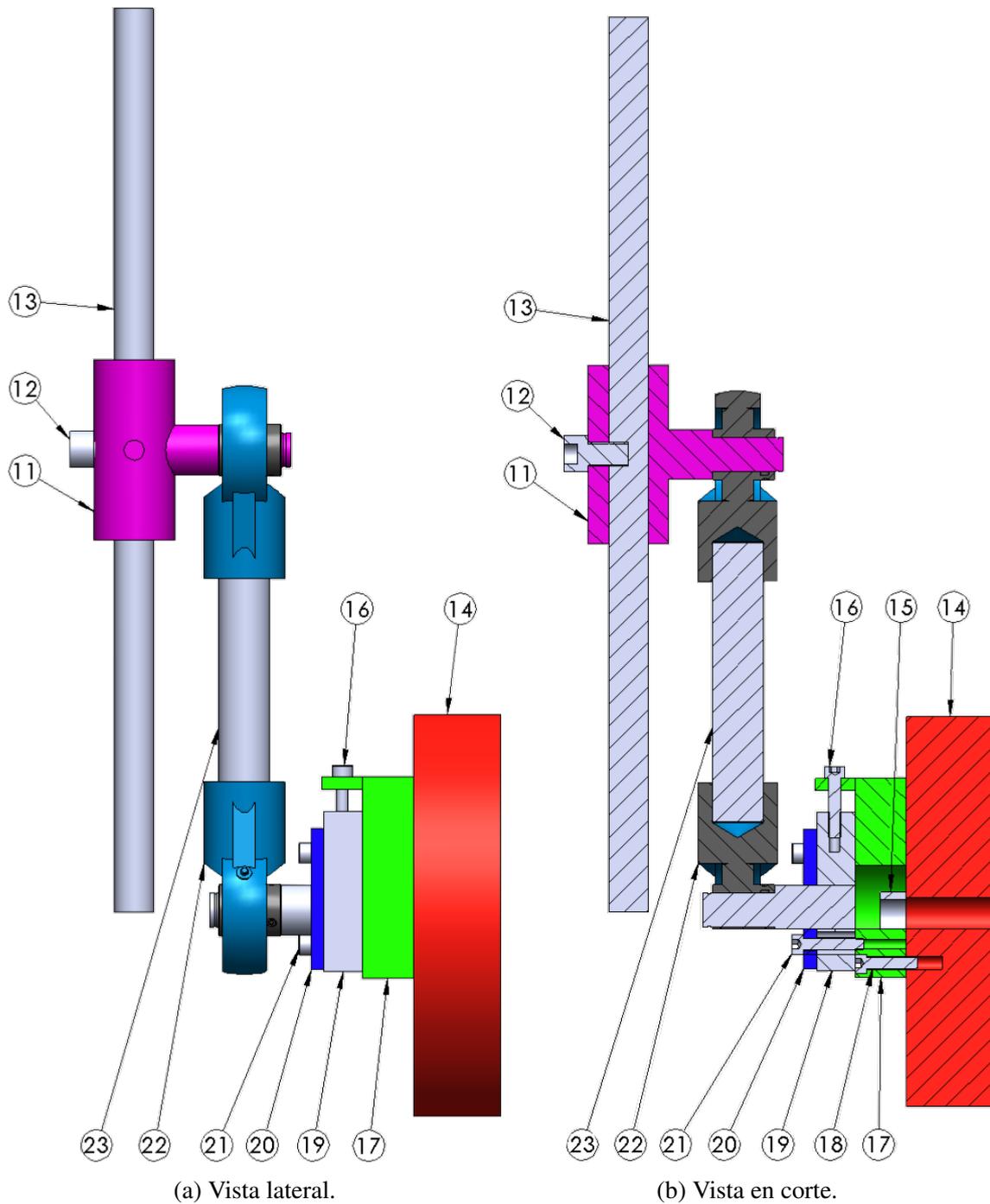


Figura 31. Esquema sistema de excitación

En la Tabla 6 se detallan cada uno de los componentes con su indicación de provisión estándar o bien de su plano de fabricación. La configuración final surgió de un proceso

iterativo a partir del predimensionamiento de todos los componentes, contemplando la compatibilidad de los mismos y su vinculación con los otros módulos preexistentes.

Tabla 6. Descripción de componentes bloque II.

ID	Descripción	Detalle
11	Acople entre vástago y articulación	ver plano NP 06
12	Vinculación entre vástago y acople	ISO 4762 M12x1,75x20
13	Vástago	ver plano NP 08
14	Volante de inercia	ver plano NP 03
15	Tuerca de eje	ISO 4032 M18x2,5
16	Tornillo de ajuste	ISO 4762 M6x0,5x30x12.9
17	Placa fija	ver plano NP 04
18	Sistema de vinculación	ISO 4762 M6x1x25x12.9
19	Placa móvil	ver plano NP 05
20	Guías de ajuste	ver plano NP 05
21	Tornillo de vinculación Placas Fija/Móvil	ISO 4762 M6x1x25x12.9
22	Articulación	UCHA 203 ( <a href="https://iptci.com/">https://iptci.com/</a> )
23	Biela	DIN 976 M12x1,75x700x8.8

A continuación, se presentan los cálculos de verificación estructural de los componentes principales para una fuerza máxima en el vástago equivalente a 120 N. Por lo tanto, se adopta un factor de carga igual a 5 para obtener una fuerza máxima de diseño equivalente a 600 N. A tal fin, se adoptó la metodología propuesta por Shigley y col. (2003) para verificar:

1. Vinculación entre el vástago (13) y acople (11):

- Se realiza mediante un tornillo (12) ISO 4762 M12x1,75x20.
- Tensión de Rotura  $\rightarrow \sigma_R = 1200$  MPa.
- Tensión de Fluencia  $\rightarrow \sigma_{fl} = 1080$  MPa.
- Tensión Límite de Fatiga  $\rightarrow \sigma_L = 0,5 \sigma_R = 600$  MPa.
- Sección resistente  $\rightarrow A_R = 84,3$  mm<sup>2</sup>.
- Fuerza de corte  $\rightarrow F = 600$  N.
- Esfuerzo de corte  $\rightarrow \tau = F/A_R = 7,12$  MPa.
- Tensión Equivalente de Von Mises  $\rightarrow \sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau}$ .
- Dado que:  $\sigma_e = 4,62$  MPa  $\ll \sigma_L \rightarrow$  Verifica.

## 2. Vinculación entre la articulación (22) y la biela (23):

- Diámetro del eje  $D = 17$  mm. A partir de esta referencia, se seleccionaron los porta rodamientos y rodamientos comerciales para producir la articulación doble en los extremos de la biela.
  - Usualmente, para la selección de rodamientos, se deben tener en cuenta una serie de factores, tales como: tipo de carga, velocidad de rotación, espacio de montaje, temperatura ambiente, condiciones ambientales, disposición del eje, vida requerida, lubricación, montaje y desmontaje, entre otros. En este caso, la carga a soportar es radial en ambos rodamientos (esfuerzo axial nulo), la velocidad de rotación del eje es variable (desde 300 hasta aproximadamente 6000 rpm), las condiciones ambientales son normales (la máquina será montada en el laboratorio), el eje estará dispuesto en posición horizontal y se desea facilidad para el montaje y desmontaje. Teniendo en cuenta todas estas características y la disponibilidad en el mercado local, se seleccionaron y adquirieron dos Rodamientos UC 203 (oscilante de bolas, con agujero recto y prisioneros tipo allen) y su correspondientes porta rodamientos UCHA 203. Las dimensiones y características de los elementos seleccionados se pueden consultar en el catálogo del fabricante (<https://iptci.com/>). Los coeficientes de carga estático ( $C_0 = 6350$  N) y dinámico ( $C = 12200$  N), de estos rodamientos, se encuentran muy por encima del valor requerido por el sistema (600 N).
  - Teniendo en cuenta los porta rodamientos seleccionados, para conectar las dos articulaciones de la biela, se optó por una varilla roscada comercial DIN 976 M12x1,75x700x8.8. Dado el cuadro de solicitaciones, se realizó su verificación al pandeo:
    - Longitud de la barra  $\rightarrow L = 700$  mm.
    - Módulo de Elasticidad  $\rightarrow E = 210$  GPa.
    - Momento de Inercia  $\rightarrow I = \pi D^4/64 \rightarrow I = 1017$  mm<sup>4</sup>.
    - Carga crítica  $\rightarrow F_c = \pi^2 E I / L^2$
    - Dado que:  $F_c = 4297$  N  $\gg$   $F = 120$  N  $\rightarrow$  Verifica.
-

3. Vinculación entre las placas fija (17) y móvil (19):

- Se realiza mediante cuatro tornillos (21) ISO 4762 M6x1x25x12.9.
- Tensión de Rotura  $\rightarrow \sigma_R = 1200 \text{ MPa}$ .
- Tensión de Fluencia  $\rightarrow \sigma_{fl} = 1080 \text{ MPa}$ .
- Torque de Montaje  $\rightarrow T = 19,5 \text{ Nm}$ .
- Fuerza de Pretensado  $\rightarrow F_V = T/(0.2d) \rightarrow F_V = 65000 \text{ N}$ .
- Coeficiente de rozamiento estático  $\rightarrow \mu = 0,15$ .
- Fuerza de corte máxima en condiciones de transmitir  $\rightarrow F_c = \mu F_V$ .
- Dado que:  $F_c = 9750 \text{ N} \gg F = 600 \text{ N} \rightarrow \text{Verifica}$ .

4. Vinculación entre la placa fija (17) y el volante de inercia (14):

- Se realiza mediante cuatro tornillos (21) ISO 4762 M6x1x25x12.9.
  - Tensión de Rotura  $\rightarrow \sigma_R = 1200 \text{ MPa}$ .
  - Tensión de Fluencia  $\rightarrow \sigma_{fl} = 1080 \text{ MPa}$ .
  - Tensión Límite de Fatiga  $\rightarrow \sigma_L = 0,5 \sigma_R = 600 \text{ MPa}$ .
  - Sección resistente  $\rightarrow A_R = 20,14 \text{ mm}^2$ .
  - Fuerza de corte  $\rightarrow F = 600 \text{ N}$ .
  - Esfuerzo de corte  $\rightarrow \tau = F/A_R = 29,72 \text{ MPa}$ .
  - Tensión Equivalente de Von Mises  $\rightarrow \sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau}$ .
  - Dado que:  $\sigma_e = 9,44 \text{ MPa} \ll \sigma_L \rightarrow \text{Verifica}$ .
-

### 5.4.3. Bloque III - Sistema de Control y Adquisición de Datos

Cómo se mencionó precedentemente, los ensayos normalizados requieren que se realice el barrido de frecuencias en un amplio rango y con una adecuada precisión para lograr sintonizar las frecuencias naturales del sistema, por lo que es necesario disponer de un sistema de control de velocidad del motor compatible con dicho requerimiento y, por lo tanto, de la frecuencia de excitación del sistema. En la sección 5.1, se concluyó que el variador de frecuencia instalado no logra controlar satisfactoriamente el incremento discreto de frecuencias requerido para realizar los ensayos. En función de esto, se decidió seleccionar un sistema de control que incluye un variador electrónico de velocidad, un Programador Lógico Programable (PLC) y una interfaz de usuario dada a través de una pantalla táctil HMI (ver Figura 32). Este equipamiento se encontraba disponible en el laboratorio, por lo tanto, en las Tablas 7 a 9 se presentan sus características principales.

Tabla 7. Características del variador de frecuencia.

Modelo	VFD015E43A
Potencia máxima del motor	2 HP
Capacidad de Salida nominal	3,3 kVA
Salida de corriente nominal	4,2 A
Voltaje de salida trifásico	0 - 480 V
Frecuencia de salida	0,1-600 Hz
Corriente de entrada nominal	4,3 A
Tensión nominal	380 - 480 V

Tabla 8. Características del PLC.

Marca	Delta
Modelo	DVP28SV
Puntos de entradas	16
Puntos de salida	12
Tipo de salida	Digital
Puerto de comunicación	RS232 y RS485
Corriente	0,5 A
Voltaje	24 VDC
Lenguaje de programación	IL, LD, SFC

Tabla 9. Características de la pantalla HMI.

Marca	Delta
Modelo	DOP-B05s111
Tamaño de display	5,6"
Tipo de Display	65536 Colores TFT
Resolución	320x234
ROM	128 MB



(a) Variador de frecuencia (VFD015E43A).



(b) PLC (DVP28SV).



(c) Pantalla HMI (DOP-B05S111).

Figura 32. Sistema de Control (<https://www.deltaww.com/>).

Como se mencionó anteriormente, las celdas de carga son las encargadas de medir la fuerza de respuesta que tiene el amortiguador, mientras que el acelerómetro debe medir la aceleración del sistema en el punto de sujeción, para luego obtener por integración la velocidad de excitación en la grapa. Los componentes deben ser aptos para soportar

las solicitaciones dinámicas y tener una adecuada sensibilidad y tasa de respuesta para registrar los valores en todo el rango de frecuencias contemplado durante el ensayo. El equipamiento disponible en el laboratorio, también incluye un adquisidor de datos de 16 canales marca HBM Modelo MX1615B, por lo que los sensores seleccionados tienen que ser compatibles con este sistema de adquisición.

Tomando como referencia las curvas de ensayos de respuesta de amortiguador, obtenidas por diferentes autores (ver Figura 10), se puede deducir que las fuerzas medidas en ensayos similares son del orden de 120 N, por lo que fueron seleccionadas, del catálogo del proveedor ([www.hbm.com](http://www.hbm.com)), dos celdas de carga HBM Tipo U9C (ver Figura 33). En la Tabla 10, se presentan las especificaciones técnicas de las celdas de carga seleccionadas.



Figura 33. Celda de Carga Modelo U9C.

Tabla 10. Especificaciones técnicas de celda de carga.

Marca	HBM
Modelo	U9C
Rango de operación	-200 a 200 N
Rango de temperatura	-54 - 121 °C
Masa	4,6 g
Sensibilidad	-0.9998 mV/V
Desviación de linealidad	-0.011 %vC
Histéresis Relativa	-0.018 %vC

Dada la sensibilidad requerida por el ensayo, se considera crítico que el acelerómetro no introduzca en la medición errores asociados con el valor de su masa. Por esta razón, se seleccionó un acelerómetro Brüel & Kjaer (<https://www.bksv.com/>) Delta Tron Modelo 4507 B004 (ver Figura 34) el cual posee una masa mínima plenamente compatible con el

requerimiento precedente sobre el particular. En la Tabla 11, se presentan las especificaciones técnicas del acelerómetro seleccionado.



Figura 34. Acelerómetro Modelo 4507 B004.

Tabla 11. Especificaciones técnicas de acelerómetro.

Marca	Bruel & kjaer
Modelo	4507 B 004
Rango de frecuencia	0,3 - 6000 Hz
Rango de temperatura	-54 - 121 °C
Masa	4,6 g
Sensibilidad	10 mV/ms <sup>2</sup>
Conector	10-32 UNF
Máximo valor de lectura	70g

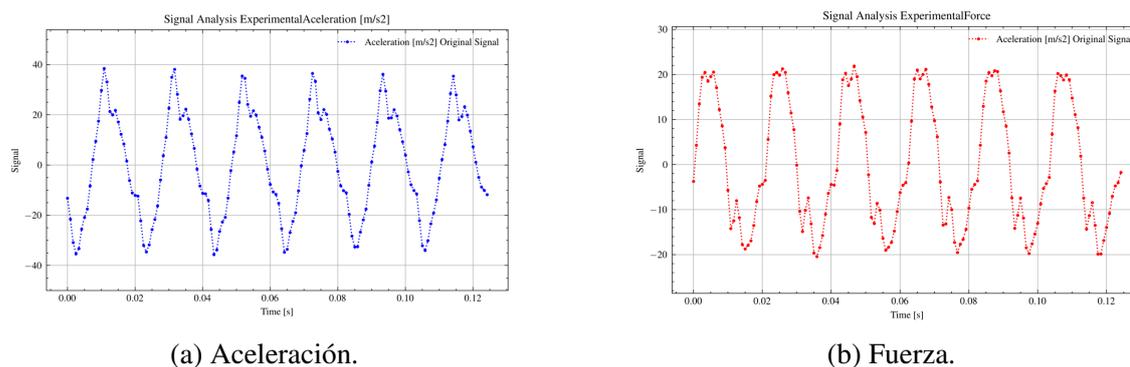
Una vez definido el sistema de adquisición de datos, se desarrolló un software específico en Matlab (<https://la.mathworks.com/>) para el procesamiento de la información obtenida de los ensayos. El algoritmo, en el que se basa la implementación, contempla la siguiente secuencia de pasos principales:

### **Paso 1: Leer los datos obtenidos en el ensayo.**

El software específico realiza la lectura de datos a partir del archivo de texto (.txt) generado por el adquisidor de datos. Luego de su procesamiento, genera las curvas de ambas señales (aceleración y fuerza) en el dominio temporal. En las Figuras 35a y 35b, se presenta, a modo de ejemplo un registro de datos típico.

### **Paso 2: Transformar los datos del dominio del tiempo al dominio de frecuencia.**

Mediante la aplicación de la Transformada de Fourier, a los datos obtenidos en el paso anterior, se obtiene su representación en el dominio de la frecuencia. A través de esta operación, se identifican los modos de excitación y su amplitud. En las Figuras 36a y 36b,

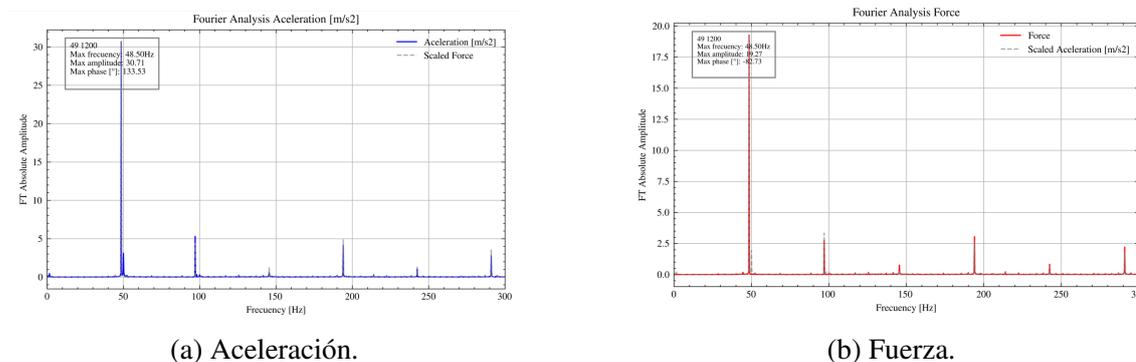


(a) Aceleración.

(b) Fuerza.

Figura 35. Registro de datos en el dominio temporal.

se presentan las salidas gráficas en el dominio de la frecuencia de las señales mostradas en el paso 1.



(a) Aceleración.

(b) Fuerza.

Figura 36. Registro de datos en el dominio de la frecuencia.

### Paso 3: Acotar el registro de datos al primer armónico.

Dado que la frecuencia del primer armónico (ver Figura 36) coincide con la frecuencia a la que se realiza el ensayo, se filtra la señal restringiéndose los valores al 1x según lo especificado por Sauter (2004). En la Figura 37, se presentan las curvas en el dominio del tiempo de aceleración y fuerza, luego de acotar los datos según lo mencionado precedentemente.

### Paso 4: Calcular la impedancia.

La señal de aceleración se integra para obtener una señal de velocidad, y la impedancia se calcula según la Ecuación 18.

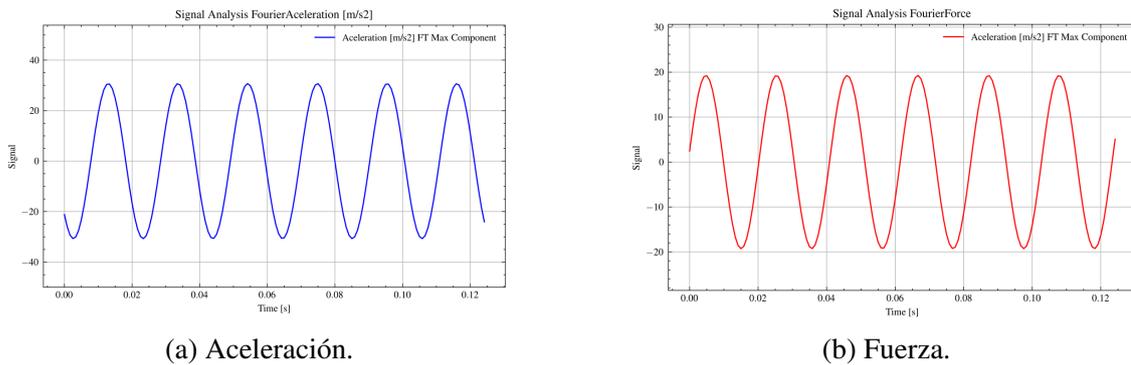


Figura 37. Curvas en el dominio temporal (1x).

### Paso 5: Calcular el ángulo de fase.

Utilizando las Ecuaciones 19 a 21, se calcula el ángulo de fase de la impedancia. Este ángulo representa la diferencia entre las fases de las señales de fuerza y velocidad.

### Paso 6: Calcular la Potencia disipada.

El tercer parámetro de interés es la potencia disipada la cual se calcula a partir de los valores de amplitud de fuerza y velocidad contemplando la diferencia de ángulo de fase. La expresión dada en la Ecuación 22 permite calcular este parámetro en el dominio de frecuencia.

$$P_v = \frac{1}{2} \cdot F_D \cdot V_D \cdot \cos \varphi_v \quad (22)$$

Esta serie de pasos se realiza, de manera sistemática, para cada frecuencia de ensayo hasta completar el rango de frecuencias de interés. Con los puntos obtenidos, se representan las curvas de impedancia, ángulo de fase y potencia disipada en función de la frecuencia.

#### 5.4.4. Bloque IV - Sistema de Sujeción

En base al concepto solución seleccionado previamente, el dimensionamiento del sistema de sujeción de la grapa del amortiguador, y su vinculación con el excitador electro-mecánico, se realizó a partir de las siguientes consideraciones de diseño:

- Intercambiabilidad.

- Dimensiones de componentes estándar a ensamblar (incluidas las celdas de carga seleccionadas).
- Geometría de los componentes originales de la máquina que no fueron modificados.

El sistema de sujeción en su zona central (barra circular) simula el cable sobre el cual se monta el amortiguador en la línea. Es importante seleccionar adecuadamente el diámetro de la barra circular compatibilizándolo con las dimensiones de la grapa de los amortiguadores disponibles en el laboratorio para ser ensayados. Este sistema también tiene como función vincular, a través de sus extremos, las celdas de carga formando un puente. En la Figura 38 se presenta el diseño final, indicándose las dimensiones generales del sistema de sujeción.

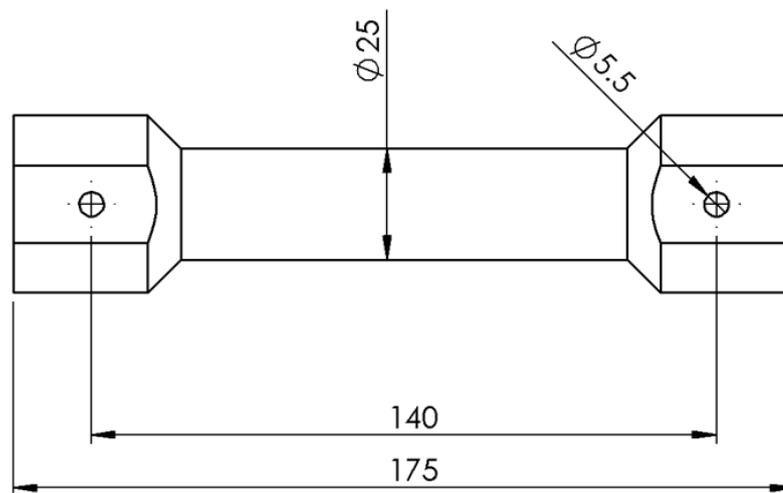


Figura 38. Sistema de sujeción.

### 5.5. Prototipo Analítico

Una vez verificados los componentes principales, se procedió a validar el excitador mediante el uso del software SolidWorks Motion (<https://www.solidworks.com/>). Esto permitió simular las condiciones de trabajo de la máquina ensamblada mediante un análisis cinemático y dinámico. Las condiciones de trabajo establecidas para la simulación fueron las determinadas en la Ingeniería Básica, definidas a partir estudios experimentales realizados por reconocidos autores.

En la Figura 39 se presenta el prototipo analítico integral desarrollado para la simulación del ensamble de la máquina, y una curva típica de la señal de fuerza en el dominio temporal. Para realizar las simulaciones, se replicaron las condiciones de ensayo ingresando los datos de cada valor de fuerza, en correspondencia con la frecuencia de excitación. Para cada punto analizado, la excentricidad fue ajustándose con el objetivo de mantener constante la velocidad de ensayo preestablecida.

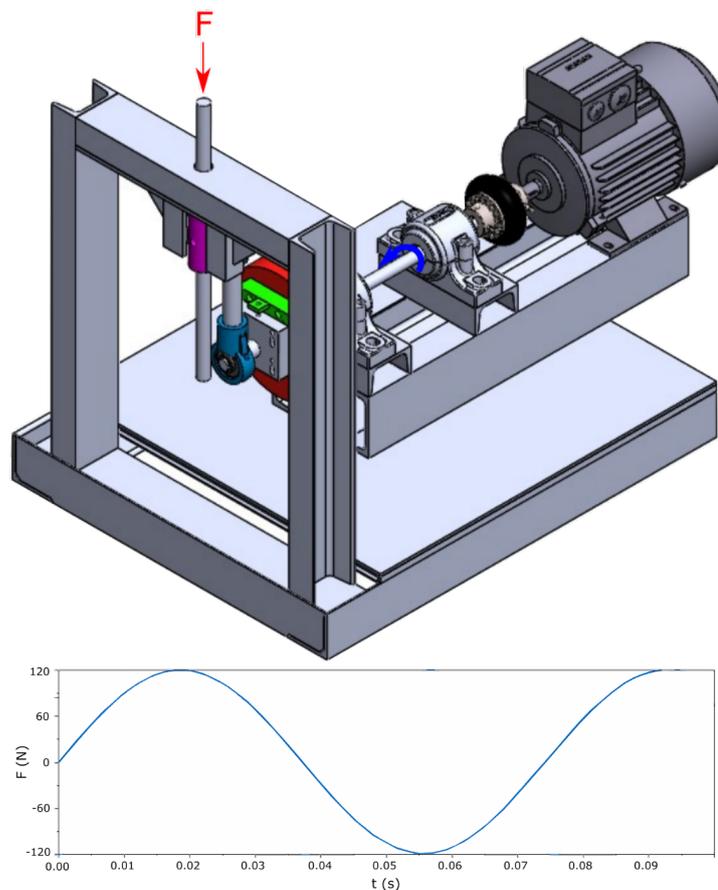


Figura 39. Prototipo analítico integral desarrollado en SolidWorks Motion.

A partir del análisis realizado, se obtuvieron los requerimientos del motor eléctrico en relación al par motor y potencia en función de la frecuencia (ver Figura 40). En ambas curvas, se observa que dichos requerimientos se incrementan a medida que la frecuencia de ensayo aumenta. Específicamente, el prototipo permitió estimar que los requerimientos de potencia no superan los 1400 W, por lo que el diseño propuesto se considera apto para el propósito teniendo en cuenta que la potencia del motor eléctrico seleccionado es de 1500 W.

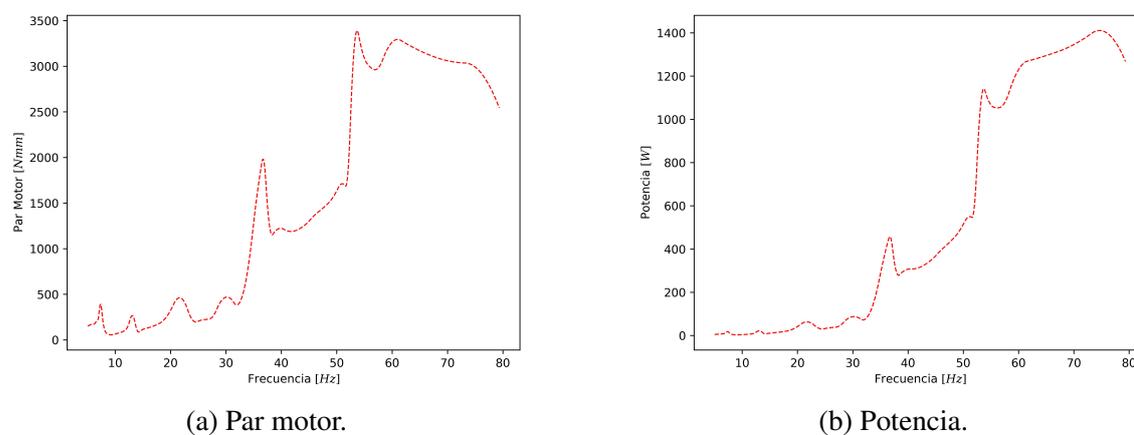


Figura 40. Requerimientos motor eléctrico.

## 5.6. Ingeniería de Detalle

En esta etapa del proyecto se generó la documentación técnica para la fabricación de las piezas no estandarizadas, selección de componentes estándar y el ensamble de la máquina. Se emitieron los planos de cada uno de los componentes, indicando las dimensiones y sus tolerancias, tipo de material, cantidad y ubicación en el conjunto armado. El detalle correspondiente se presenta en el Anexo A.

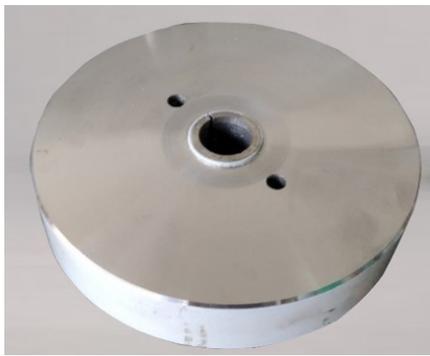
Esta actividad requirió interactuar en forma directa con proveedores de componentes y personal técnico de una empresa metalmecánica de la zona, encargada de los mecanizados.

Se puso especial atención en que todas las piezas puedan ser fabricadas minimizando los costos asociados y facilitando, simplificando las tareas de montaje. En este sentido cobraron real importancia las técnicas *Design for* aplicadas desde etapas tempranas del proyecto.

## 5.7. Fabricación y Montaje

En base a la documentación generada en la etapa de Ingeniería de Detalle, se inició el proceso de fabricación y adecuación de los componentes de la máquina. Las tareas desarrolladas involucraron diversas operaciones tecnológicas, a saber: soldadura, taladrado, roscado, fresado, mecanizados en torno paralelo y en CNC, entre otras.

En primera instancia, se presentan en la Figura 41 los componentes fabricados para el Bloque II - Sistema de Excitación.



(a) Volante de inercia



(b) Placa fija.



(c) Placa móvil.



(d) Guías de ajuste.



(e) Acople.



(f) Articulaciones y biela.

Figura 41. Componentes fabricados para el Bloque II.

En la Figura 42 se presenta la secuencia de montaje de las placas fija y móvil sobre el volante de inercia, y en la Figura 43 se muestra el montaje del conjunto sobre el bastidor de la máquina.



(a) Montaje placa fija.



(b) Montaje placa móvil.

Figura 42. Detalle de montaje de las placas fija y móvil sobre el volante de inercia.



(a) Montaje placa fija.



(b) Montaje placa móvil.

Figura 43. Detalle de montaje del Bloque II.

Los componentes que se muestran en la Figura 44 (pertenecientes al Bloque IV) tiene por objeto vincular el vástago del Bloque II, las celdas de carga y el acelerómetro con la grapa de fijación del amortiguador. En la Figura 45 se presenta el arreglo final del Bloque IV.



(a) Vinculación Bloques II y IV.



(b) Vinculación celdas de carga/sistema de fijación.



(c) Sistema de fijación.



(d) Detalle celda de carga.

Figura 44. Componentes del Bloque IV.



Figura 45. Detalle montaje del Bloque IV.

Finalmente, se fabricó una protección metálica con el objetivo de minimizar el riesgo ante un eventual desprendimiento de las partes móviles de la máquina, que pueda ocurrir durante la ejecución de los ensayos. Además, los elementos rotantes fueron recubiertos con pintura de color naranja según la normativa de aplicación (IRAM10005, 1984). En la Figura 46 se presenta el excitador instalado en el Laboratorio.



(a) Vista lateral.



(b) Vista en perspectiva.

Figura 46. Excitador electromecánico.

Previo a la puesta en marcha del equipo, se realizó un balanceo estático mediante el denominado "método de las cuatro mediciones" (Vaughan, 1975). Para aplicar este método se deben realizar una serie de pasos con el objetivo de balancear la máquina en la que se encuentra instalado el volante, empleando a tal fin un medidor de vibraciones y un método gráfico. Cabe destacar que el balanceo de la máquina depende de la posición en la que se encuentra la placa móvil (para una excentricidad dada). A continuación, se desarrollan los pasos del método:

- Paso 1: se identifican tres puntos sobre el volante de inercia sobre un mismo radio, separados  $120^\circ$  entre sí.
- Paso 2: se mide el nivel de vibraciones inicial ( $V_0$ ) y se gráfica un círculo de radio  $V_0$  sobre el que se identifican los puntos  $P_1$ ,  $P_2$  y  $P_3$  en correspondencia con los

puntos identificados en el Paso 1 (ver Figura 47). Para la aplicación del método, se definió como lugar para realizar las mediciones la caja portarrodamiento del eje motriz próxima al volante de inercia.

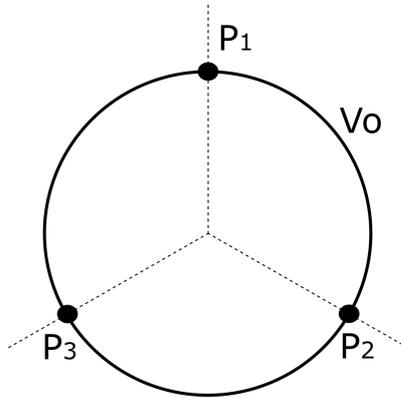


Figura 47. Método gráfico - condición inicial.

- Paso 3: se selecciona una masa de prueba  $M_t$ .
- Paso 4: se ubica la masa de prueba  $M_t$  en el punto  $P_i$  y se mide el nivel de vibraciones  $V_i$  (siendo  $i = 1, 2, 3$ ).
- Paso 5: se grafica un círculo de radio  $V_i$  con centro en  $P_i$  (siendo  $i = 1, 2, 3$ ), obteniéndose como resultado final el gráfico expuesto en la Figura 48.

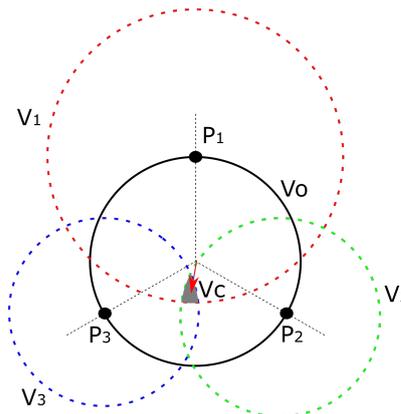


Figura 48. Método gráfico - carta de control.

- Paso 6: a partir de la intersección de los tres círculos definidos en el Paso 5, se obtiene la región sombreada en la Figura 48. Luego, el radio  $V_c$  queda definido desde el origen O hasta el centro de dicha región.

- Paso 7: empleando la Ecuación 23 se calcula la masa de corrección  $M_c$  que se debe adicionar al volante (en el punto definido en el paso anterior) para eliminar el desbalanceo.

$$M_c = V_0/V_c * M_t \quad (23)$$

- Paso 8: una vez instalada la masa de corrección se procede a medir nuevamente el nivel de vibraciones, verificando si el procedimiento se realizó adecuadamente. En el caso de que el nivel de vibraciones continúe siendo alto, se repite el método hasta alcanzar un nivel aceptable de vibraciones.

Para la puesta a punto del excitador, y dado que la excentricidad es variable, se adoptó un valor de 0,5 mm de excentricidad en función de las características de los amortiguadores a ensayar.

Finalmente, luego de la aplicación del procedimiento de balanceo, se adicionó una masa de corrección  $M_c$  equivalente a 113 g en la posición  $P_1$  según se indica en la Figura 49a.

Se debe mencionar que el nivel de vibraciones registrado en el control inicial fue de 196 mm/seg, y luego de realizado el balanceo, se registró un valor de 86 mm/seg. Estas mediciones se realizaron con un analizador de vibraciones DSP Logger MX300 (<http://www.semapi.com.ar/>).

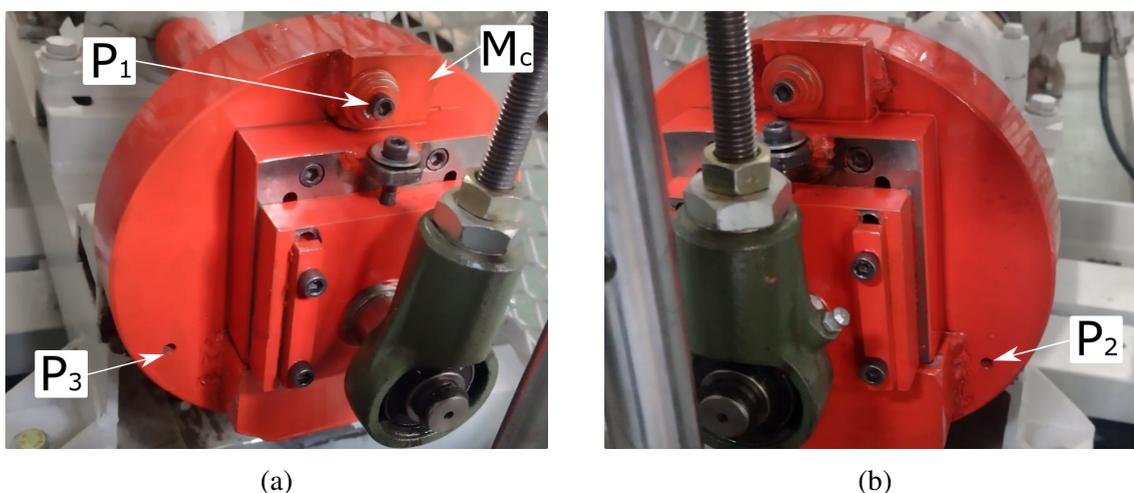


Figura 49. Detalle de ubicación  $M_c$  en relación a las posiciones  $P_i$ .

## 5.8. Validación Experimental

Luego del ensamble e instalación de la máquina, se procedió a ensayar diversos tipos de amortiguadores comerciales. A continuación, se presentan los resultados obtenidos en cada caso analizado.

### 5.8.1. Benchmark

En primera instancia se ensayó, para todo el rango de frecuencias especificado, un amortiguador asimétrico. Se optó por iniciar las pruebas con este modelo de amortiguador debido a que el fabricante proporcionó las curvas características obtenidas en ensayos realizados sobre tres muestras distintas.

El ensayo fue replicado en el laboratorio tomando tres muestras, y tres repeticiones con cada una de ellas, con el objetivo de analizar la incertidumbre asociada a este tipo de ensayos. En la norma [ISO/IEC17025 \(2017\)](#) – Requisitos generales para la competencia de los laboratorios de ensayo y calibración, apartado 7.6, se indica:

- Los laboratorios deben identificar las contribuciones a la incertidumbre de medición. Cuando se evalúa la incertidumbre de medición, se deben tener en cuenta todas las contribuciones que son significativas, incluidas aquellas que surgen del muestreo, utilizando los métodos apropiados de análisis.
- Un laboratorio que realiza ensayos debe evaluar la incertidumbre de medición. Cuando el método de ensayo no permite una evaluación rigurosa de la incertidumbre de medición, se debe realizar una estimación basada en la comprensión de los principios teóricos o la experiencia práctica de la realización del método.

La incertidumbre de una medida se define como el parámetro asociado al resultado de una medición, que caracteriza la dispersión de los valores que podrían ser razonablemente atribuidos al mensurando (magnitud sujeta a medición), es decir, la incertidumbre es el intervalo o rango de valores en donde existe una duda razonable que se encuentre el valor real de la medida realizada. La incertidumbre estándar es la incertidumbre del resultado de una medición expresado como una desviación estándar. El intervalo de confianza es la probabilidad de que el valor del mensurando permanezca dentro de la amplitud del rango de incertidumbre.

---

En la Figura 50, se presentan los resultados obtenidos de los ensayos realizados, indicando el Intervalo de Confianza del 95 % (curva en color gris), y su comparación con el Intervalo de Confianza del 95 % obtenido a partir de los datos proporcionadas por el fabricante (curvas color rojo).

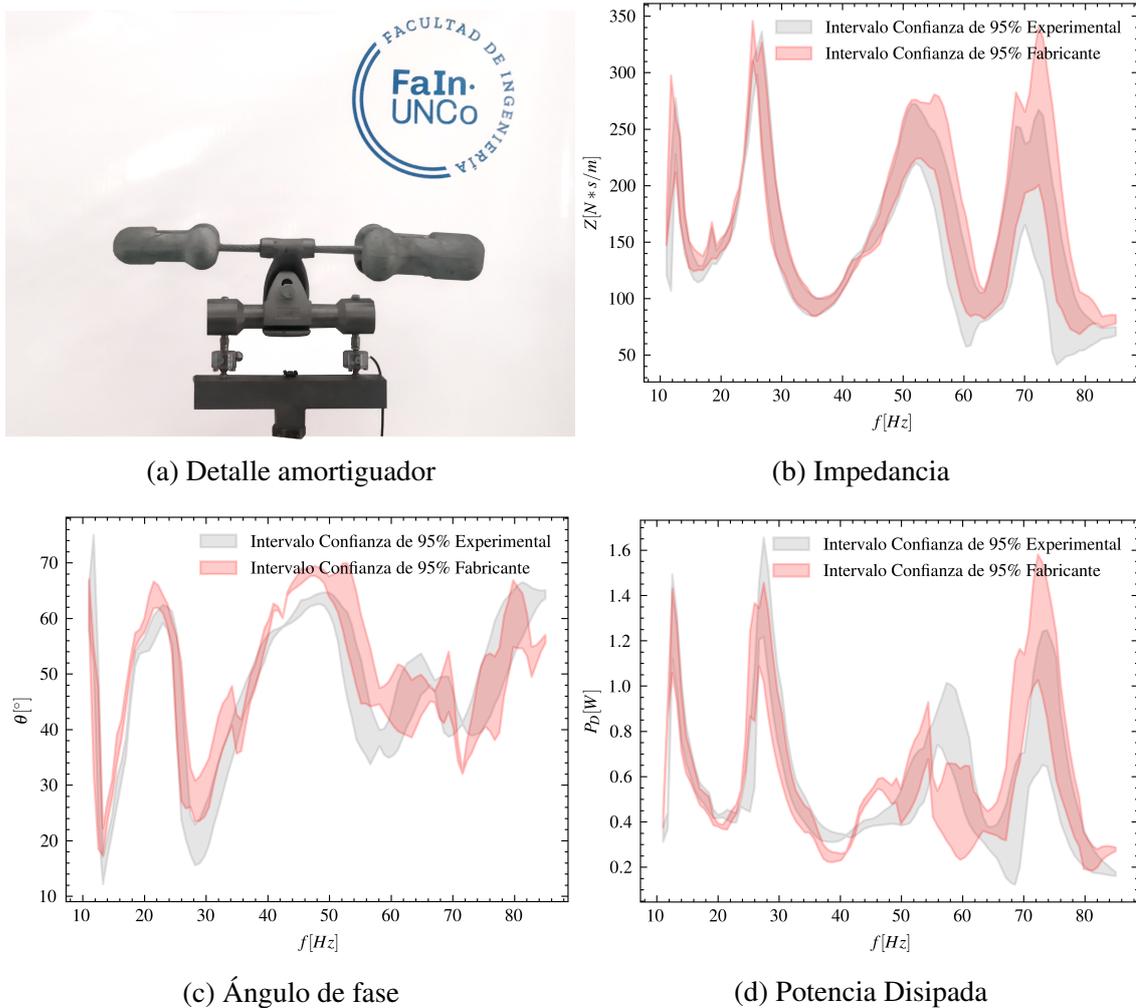


Figura 50. Benchmark Amortiguador asimétrico (modelo ZTT 4D-30).

Los resultados obtenidos permiten evidenciar una muy buena concordancia entre los ensayos realizados en el laboratorio y los del fabricante. Las diferencias observadas se relacionan con la repetibilidad y reproducibilidad de los ensayos. La repetibilidad de un sistema de medición es la precisión o variabilidad en condiciones lo más controladas posibles, con diferencias pequeñas de tiempo, que presentan los resultados cuando una característica de una pieza es medida varias veces por el mismo operador con el mismo instrumento. Mientras que la reproducibilidad de un sistema de medición es la precisión

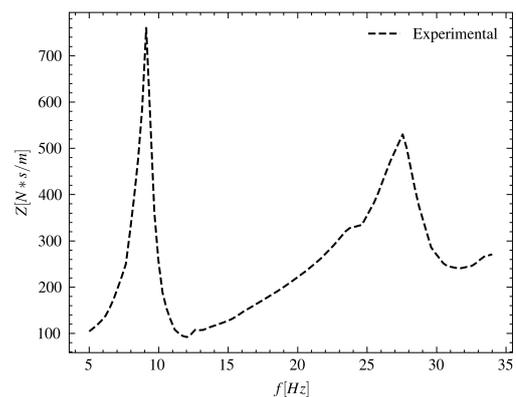
o variabilidad de las mediciones de una característica, cuando una misma pieza es medida varias veces en distintas condiciones (diferentes operadores, distintos instrumentos de medida, distintos laboratorios o épocas distintas) (Wang y Li, 2003). En este caso, estas cuestiones cobran importancia dado que la adquisición de los datos están fuertemente influenciados por la habilidad del operador, el tipo de sistema empleado y la complejidad que presenta el comportamiento dinámico del amortiguador.

### 5.8.2. Amortiguador Simétrico

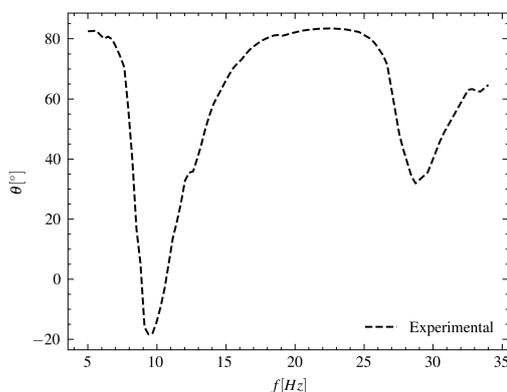
En este caso, se realizó el ensayo sobre un amortiguador simétrico instalado en un cable de guardia tipo OPGW (Optical Ground Wire) que fue retirado de una línea de 500 kV. No se tiene información sobre las especificaciones técnicas del fabricante. En la Figura 51 se presentan las curvas obtenidas durante el ensayo.



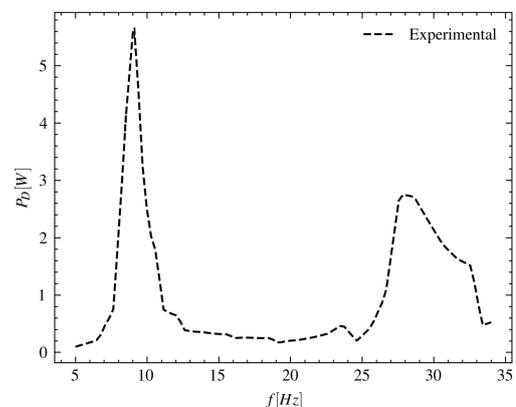
(a) Detalle amortiguador



(b) Impedancia



(c) Ángulo de Fase



(d) Potencia Disipada

Figura 51. Amortiguador tipo Stockbridge simétrico.

### 5.8.3. Amortiguador Asimétrico

Finalmente, se ensayó un amortiguador asimétrico con el objetivo de realizar los ensayos de tipo requeridos en el pliego de especificaciones técnicas particulares para el suministro de un sistema amortiguante para el hilo de guardia tipo OPGW, de una nueva Línea de Alta Tensión de 132 kV, que actualmente se encuentra en proceso de montaje en la región norte de la Patagonia (Argentina). Estos ensayos fueron realizados según el protocolo acordado oportunamente con la Empresa contratista. En la Figura 52, se presentan las curvas de respuesta del amortiguador.

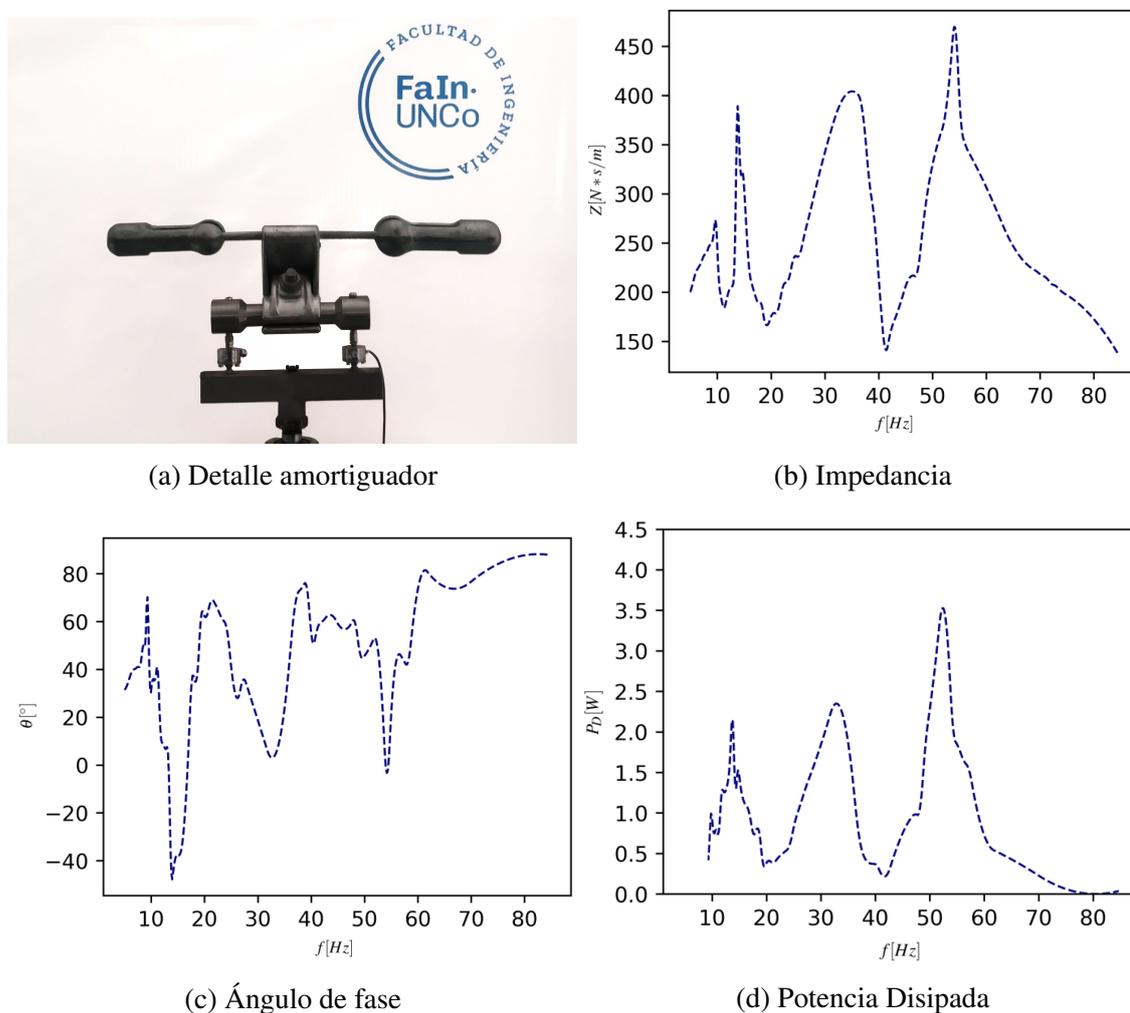


Figura 52. Amortiguador asimétrico (modelo VDA 20).

En la Figura 53 se exponen los resultados obtenidos del ensayo de fatiga del amortiguador, realizado según lo establecido en el apartado 7.12 de la norma IEC61897 (2020). A

tal fin, el amortiguador se instala sobre el excitador electromecánico fijándose una amplitud de oscilación de 1 mm (p - p) en la mayor frecuencia de resonancia del amortiguador, la duración del ensayo se mantiene hasta alcanzar  $10^7$  ciclos. Posteriormente, se obtiene la curva de respuesta del componente ensayado, y se la compara con la curva obtenida en la condición previa al ensayo (ver Figura 52).

Los resultados obtenidos del ensayo se consideran satisfactorios, dado que no se observan diferencias significativas al comparar la curva para la condición inicial con respecto a la del amortiguador ensayado ( $10^7$  ciclos). Este último ensayo permitió validar el dispositivo para un uso continuo en el nivel de mayor severidad que requiere este tipo de ensayos, observándose un buen comportamiento en servicio del excitador electromecánico.

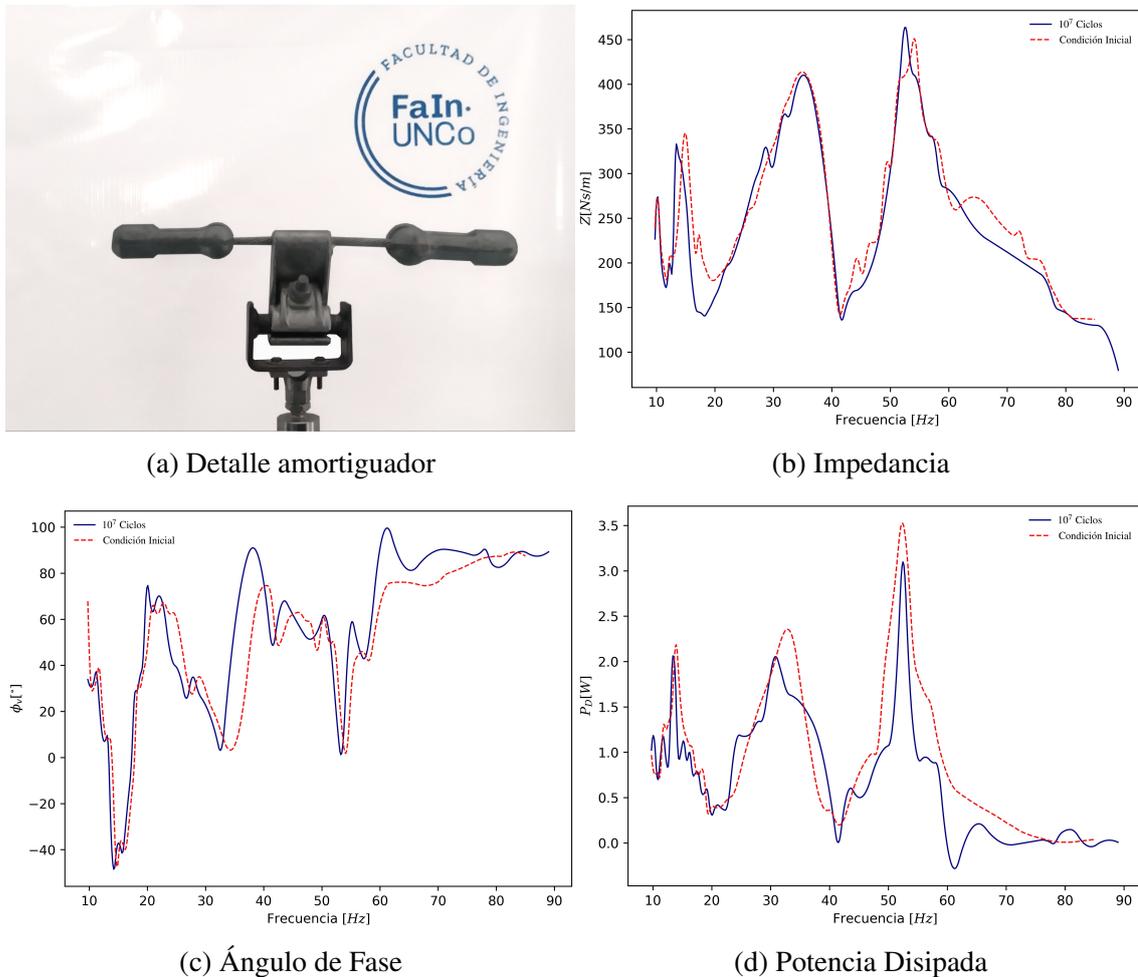


Figura 53. Amortiguador Asimétrico para la condición inicial y después de  $10^7$  ciclos (modelo VDA 20).

#### 5.8.4. Control de la Potencia Eléctrica Consumida

Para validar las estimaciones realizadas en cuanto a los requerimientos de potencia, se realizó una medición de la corriente consumida por el motor eléctrico, utilizando una pinza amperométrica para medir la corriente en una fase. En este caso se registró, para el caso del amortiguador simétrico, la fuerza máxima de ensayo de 76 N para una frecuencia de 9 Hz (equivalente a 225 rpm). La potencia eléctrica consumida se puede calcular como:

$$P_{elect} = \sqrt{3}IV \cos\Phi \quad (24)$$

Donde:

- I = Corriente consumida para la condición analizada.
- V = Tensión del motor.
- $\Phi$  = Factor de potencia.

Al momento de realizar la medición de la corriente no se disponía de un cofímetro para poder determinar el valor del  $\cos\Phi$ . Para condiciones nominales de funcionamiento este valor es de 0,84. Dadas las características del motor, cuando trabaja fuera del rango nominal se puede inferir un valor sensiblemente menor, por lo que se adopta como valor de referencia  $\cos \Phi = 0,75$ . La tensión del motor es de 380 V, y la corriente medida para la condición más desfavorable de ensayo es de 0,02 A. Así, la potencia eléctrica resulta ser equivalente a 9,85 W, este valor es aproximadamente un 20 % superior al valor estimado con el prototipo analítico para las mismas condiciones de ensayo.

---

## 6. CONTRIBUCIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE TRABAJO

El trabajo desarrollado se enfocó en asegurar la funcionalidad de la máquina de ensayo de acuerdo a los objetivos propuestos. De esta manera se pudo completar el equipamiento necesario para realizar los ensayos de tipo que comúnmente se requieren por parte de las empresas del sector o bien en actividades de investigación.

A partir de los resultados obtenidos de los ensayos del amortiguador simétrico (ver apartado 5.8.2), se realizó la calibración de un modelo de elementos finitos no lineal empleando inferencia Bayesiana con el objetivo de evaluar el comportamiento dinámico del amortiguador para todas las frecuencias de excitación y amplitudes de desplazamiento.

A tal fin, se planteó un problema inverso en el que las distribuciones de probabilidad de los parámetros de interés se obtienen a partir de la propagación de incertidumbre hacia atrás de las mediciones experimentales realizadas en ensayos de laboratorio. Finalmente, se propagó la incertidumbre del modelo calibrado y se contrastó con los datos experimentales.

Los resultados obtenidos (Campos y col., 2022) fueron presentados en el XV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (<https://cibim2022.com/>). En la Figura 54 se muestra la propagación de la amplitud de la impedancia mecánica y la fase del modelo numérico calibrado contrastado con los datos experimentales.

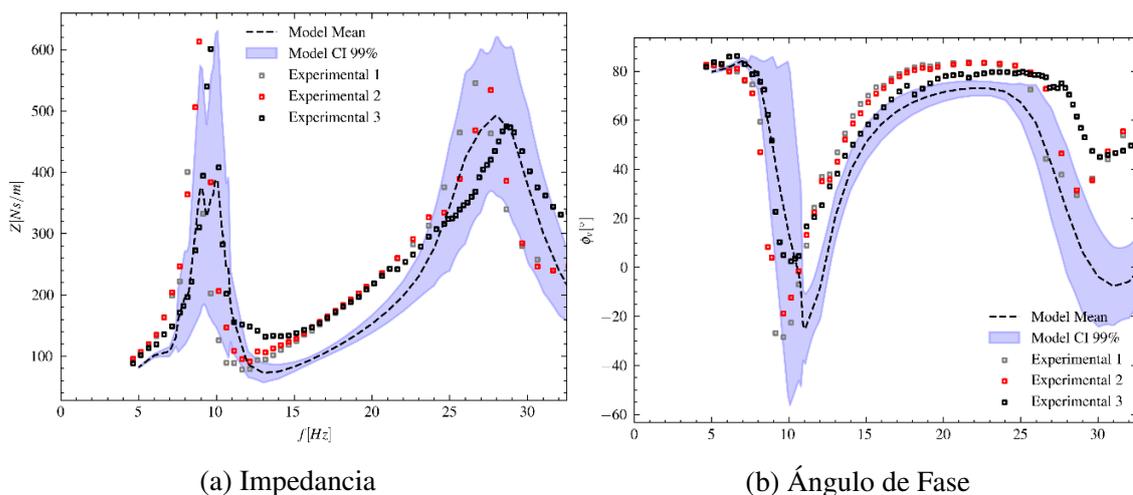


Figura 54. Propagación de incertidumbre del modelo numérico contrastado con datos experimentales.

En la figura anterior, se evidencia un buen ajuste del modelo con el comportamiento

experimental del amortiguador en el rango de frecuencias de interés. En este sentido, debe destacarse que las frecuencias de resonancia del modelo, tanto flexional (primer modo) como torsional (segundo modo), se corresponden satisfactoriamente con las observaciones realizadas. Con respecto a la amplitud de la impedancia, el intervalo de confianza obtenido explica adecuadamente el comportamiento observado del amortiguador.

Dado que a la fecha no se encuentra en la bibliografía de referencia estudios que den tratamiento formal a las fuentes de incertidumbre presentes en este tipo de ensayo, se considera oportuno profundizar la línea de trabajo en los siguientes aspectos:

- Continuar la ejecución de ensayos, con la mayor variedad posible de amortiguadores, estableciendo diversas velocidades de ensayo.
  - Desarrollar una interfaz de usuario del software que permita interactuar de forma eficaz con el sistema de ensayo y simplifique el procesamiento de datos.
  - Realizar estudios de repetibilidad y reproducibilidad (R&R) de los ensayos. En este sentido, el método de Análisis de Varianza (ANOVA) cumple con los requisitos para la aplicación del estudio de R&R, y se constituye en una satisfactoria opción para determinar la variabilidad de un proceso de medición con estas características, instrumentos y cantidad de operadores ([Botero y col., 2007](#)).
-

## 7. CONCLUSIONES

Conforme a los resultados obtenidos, puedo expresar que se alcanzaron satisfactoriamente los objetivos (general y específicos) planteados para el Proyecto Integrador Profesional. En tal sentido, se desarrolló un Excitador Electromecánico con su sistema de adquisición de datos y procesamiento, que se constituye en una herramienta apta para el propósito de desarrollar estudios enfocados en el comportamiento dinámico de amortiguadores tipo Stockbridge.

Estudios complementarios permitirán, en base a la información obtenida de los diversos ensayos, establecer un procedimiento que cuantifique la incertidumbre asociada a los ensayos de este tipo de absorbedores, detectando la contribución específica de cada uno de los parámetros involucrados. En definitiva, se debe considerar que a mayor nivel de detalle de los resultados obtenidos, mayor será la capacidad de describir la dinámica no lineal asociada.

Por lo expuesto, el sistema de ensayo brinda una solución robusta a las necesidades planteadas al inicio del proyecto. Se debe mencionar como beneficio adicional el menor costo de inmovilización de capital en comparación con equipamientos específicos disponibles en el mercado internacional.

A título personal, este Proyecto Integrador Profesional me brindó la oportunidad de aplicar en forma integrada los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, como así también participar de forma activa en actividades de investigación y la prestación de servicios tendientes a resolver problemas propios del ámbito profesional de la ingeniería.

---

## 8. REFERENCIAS

- Benaroya, H., Nagurka, M. & Han, S. (2017). *Mechanical Vibration: Analysis, Uncertainties, and Control, Fourth Edition*. CRC Press.
- Berrocal, L. O. (2007). *Resistencia de materiales*. McGraw-Hill.
- Blevins, R. (1990). *Flow-induced Vibration*. Van Nostrand Reinhold.
- Botero, M., Arbeláez, O. & Mendoza, J. (2007). Método ANOVA utilizado para realizar el estudio de repetibilidad y reproducibilidad dentro del control de calidad de un sistema de medición. *Scientia et Technica Año XIII*, 37.
- Budynas, R. & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9a. ed.)*
- Campos, D. F., Ajas, A. E., Goytíño, L. G. & Piovan, M. T. (2022). Inversión Bayesiana de un Modelo Dinámico No Lineal para Amortiguadores Tipo Stockbridge. *XV Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM)*.
- Cigré. (1988). Endurance capability of conductors, Final Report. *Cigré Study Committee 22 — Working Group 04*.
- Cigré. (1995). Guide to vibration measurements on overhead lines. *Task Force 2 of Working Group 11 of Study Committee 22*.
- Cosmai, U., Van Dyke, P., Mazzola, L. & Lillien, J.-L. (2017). Conductor Motions. En K. O. Papailiou (Ed.), *Overhead Lines* (pp. 559-711). Springer International Publishing.
- EPRI. (1979). Transmission Line Reference Book. Wind-induced conductor motion. *Electric Power Research Institute, Palo Alto, California, 1979*.
- EPRI. (2006).
- Falco, M. & Gasparetto, M. (1974). On vibrations induced in a cylinder in the wake of another due to vortex shedding. *Meccanica*, 9, 325-336.
- Gomes, F. B. (2015). *Análise comparativa de aparelhos para medição de vibração em cabos condutores de energia e cálculo da vida remanescente em cabos*. Monografia Bacharelado em Engenharia Mecânica - Universidade de Brasília.
- Hagedorn, P. (1980). Ein einfaches Rechenmodell zur Berechnung winderregter Schwingungen an Hochspannungsleitungen mit D mpfern. *Ingenieur-Archiv*, 49(3-4), 161-177. <https://doi.org/10.1007/bf01351330>

- 
- Hagedorn, P. (1982). On the computation of damped wind-excited vibrations of overhead transmission lines. *Journal of Sound and Vibration*, 83(2), 253-271. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(82\)80090-4](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(82)80090-4)
- Hagedorn, P. (1994). Mechanical Vibrations and Vibration Control. En T. T. Soong & M. C. Costantinou (Eds.), *Passive and Active Structural Vibration Control in Civil Engineering* (pp. 1-78). Springer Vienna. [https://doi.org/10.1007/978-3-7091-3012-4\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-7091-3012-4_1)
- IEC60072. (1991). *Dimensions and output series for rotating electrical machines* (Standard). International Electrotechnical Commission.
- IEC61439. (2011). *Low-voltage switchgear and controlgear assemblies* (Standard). International Electrotechnical Commission.
- IEC61897. (2020). *Líneas eléctricas aéreas. Requisitos y ensayos para amortiguadores de vibraciones eólicas tipo "Stockbridge"* (Standard). International Electrotechnical Commission.
- IEEE. (1966). Standardization of Conductor Vibration Measurements. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, PAS-85(1), 10-22. <https://doi.org/10.1109/TPAS.1966.291515>
- IEEE. (2006). IEEE Guide for Aeolian Vibration Field Measurement of Overhead Conductors. *IEEE Std 1368-2006*, 1-35. <https://doi.org/10.1109/IEEESTD.2006.371267>
- IRAM10005. (1984). *Colores y señales de seguridad* (Standard). Instituto de Racionalización de Materiales.
- ISO/IEC17025. (2017). *Requisitos generales para la competencia de los laboratorios de ensayo y calibración* (Standard). International Organization for Standardization.
- Manrique, S. & Hernández, A. (2012). Vibraciones Eólicas en Líneas de Transmisión. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.2920.5847>
- Morello, A. C. (2015). Vibraciones en líneas de transmisión de energía eléctrica: Métodos de análisis, de prevención y de control. Diseño del sistema de protección antivibratoria. <http://www.dynalab.com.ar/>
- Pahl, G. & Beitz, W. (2007). *Engineering Design - A Systematic Approach*. Springer-Verlag London.
-

- 
- Papailiou, K. O. (1997). On the bending stiffness of transmission line conductors. *Power Delivery, IEEE Transactions on*, 12, 1576-1588.
- Papailiou, K. O. (2016). *Overhead Lines*. Springer International Publishing.
- Papailiou, K. (2021). *Springer Handbook of Power Systems*. Springer Singapore.
- PLP. (2011). Aeolian Vibration Basics. <http://www.preformed.com/>
- Poffenberger, J. C. & Swart, R. L. (1965). Differential Displacement and Dynamic Conductor Strain. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, 84(4), 281-289. <https://doi.org/10.1109/TPAS.1965.4766192>
- Pugh, S. (1991). *Total Design: Integrated Methods for Successful Product Engineering*. Addison-Wesley Longman Publishing Co.
- Queiroz, E., Campos, D. & Keil, G. (2019). Proyecto de apoyo para equipos de medición de vibraciones Vibrec 500. <https://doi.org/10.17648/conemi-2019-108670>
- Riba, C. (2010). *Diseño Concurrente*. Ediciones UPC.
- Sauter, D. (2004). Modeling the Dynamic Characteristics of Slack Wire Cables in STOCK-BRIDGE Dampers.
- Shigley, J., Mischke, C. & Budynas, R. (2003). *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill.
- Spendolini, M. (1994). *Benchmarkin*. AMACOM.
- Stockbridge, G. H. (1925). *Overcoming Vibration in Transmission Lines*. Electrical World.
- Strouhal, V. (1878). Über eine besondere Art der Tonerregung. *Annalen der Physik und Chemie*, (5), 216-251.
- Ullman, D. (2003). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill.
- Ullman, D. (2010). *The Mechanical Design Process*. McGraw-Hill.
- Ulrich, K. & Eppinger, S. (2015). *Product Design and Development*. Editorial Mc Graw-Hill.
- Vaughan, J. (1975). Static and Dynamic Balancing using portable measuring equipment. *Brüel & Kjaer*.
- Wang, F.-K. & Li, E. (2003). Confidence intervals in repeatability and reproducibility using the Bootstrap method. *Total Quality Management and Business Excellence*, 14, 341-354. <https://doi.org/10.1080/1478336032000046643>
-

**A. PLANOS**