

ISSN 2531-2189

Volumen 1, Número 2 — Abril — Junio - 2017

# Revista de Ingeniería Mecánica

ECORFAN®

## Indización



**ECORFAN®**

- Google Scholar
- Research Gate
- REBID
- Mendeley

## **ECORFAN-Spain**

### **Directorio Principal**

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD.

### **Director Regional**

MIRANDA-GARCIA, Marta. PhD.

### **Director de la Revista**

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC.

### **Edición de Logística**

PERALTA-CASTRO, Enrique. PhD.

### **Diseñador de Edición**

SORIANO-VELASCO, Jesus. BsC.

Revista de Ingeniería Mecánica Volumen 1, Número 2, de Abril a Junio - 2017, es una revista editada trimestralmente por ECORFAN-Spain. Calle Matacerquillas 38, CP: 28411. Morazarzal -Madrid. WEB: [www.ecorfan.org/spain](http://www.ecorfan.org/spain), [revista@ecorfan.org](mailto:revista@ecorfan.org). Editora en Jefe: RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD, Co-Editor: MIRANDA-GARCÍA, Marta. PhD, ISSN: 2531-2189. Responsables de la última actualización de este número de la Unidad de Informática ECORFAN. ESCAMILLA-BOUCHÁN, Imelda. PhD, LUNA-SOTO, Vladimir. PhD, actualizado al 30 de Junio de 2017.

Las opiniones expresadas por los autores no reflejan necesariamente las opiniones del editor de la publicación.

Queda terminantemente prohibida la reproducción total o parcial de los contenidos e imágenes de la publicación sin permiso del Centro Español de Ciencia y Tecnología.

## **Consejo Editorial**

MARTINEZ-BRAVO, Oscar Mario, PhD

*Instituto Nacional de Astrofísica, Óptica y Electrónica-UNAM-México*

ROMAN-KALISCH, Manuel Arturo, PhD

*Universidad Autónoma de Yucatán-México*

SOUSA-GONZÁLEZ, Eduardo, PhD

*Universidad Autónoma de Nuevo León-México*

ARANCIBIA-VALVERDE, María Elena, PhD

*Universidad Pedagógica Enrique José Varona de la Habana-Cuba*

SALINAS-AVILES, Oscar Hilario, PhD

*Centro de Investigación en Energía-UNAM-México*

DE AZEVEDO-JUNIOR, Wladimir Colman, PhD

*Federal University of Mato Grosso-Brazil*

PÉREZ-ROBLES, Juan Francisco, PhD

*CINVESTAV-IPN-México*

PARTIDA-RUVALCABA, Leopoldo, PhD.

*Universidad Tecnológica de Culiacán-México*

MARTÍNEZ-RIVERA, María de los Ángeles, PhD

*Escuela Nacional de Ciencias Biológicas-IP- México*

GONZALEZ-TORRIVILLA, Cesar Castor PhD

*Universidad Central de Venezuela-Venezuela*

DE LA FUENTE-SALCIDO, Norma Margarita, PhD

*Universidad Autónoma de Coahuila-México*

## **Consejo Arbitral**

MPC, PhD

*Universidad de Valladolid- Spain*

GGO, PhD

*Universidad Autónoma Metropolitana- México*

DGS, PhD

*Universidad de Guadalajara- México*

RLR, PhD

*Universidad Autónoma de Sonora-México*

CBMT, PhD

*Universidad Autónoma de Baja California-México*

HGV, BsC

*Instituto Nacional de Higiene y Epidemiología-México*

GOH, PhD

*Facultad de Química, UNAM-México*

EZNG, PhD

*Instituto Nacional de Cardiología-México*

## Presentación

ECORFAN, es una revista de investigación que publica artículos en el área de: Ingeniería Mecánica.

En Pro de la Investigación, Docencia, y Formación de los recursos humanos comprometidos con la Ciencia. El contenido de los artículos y opiniones que aparecen en cada número son de los autores y no necesariamente la opinión de la Editora en Jefe.

Es presentado el artículo *Reducción del efecto de desentonamiento en el sistema disco con álabe de una turbina de gas*, por HERNÁNDEZ – BUTANDA, Alfonso de Jesús, PALACIOS – PINEDA, Luis Manuel ,con adscripción en el Instituto Tecnológico de Pachuca como siguiente artículo *Sistema de monitoreo de señales analógicas en un sistema hidráulico*, por TLAPALE-HERNANDEZ, Salvador , MALDONADO-VASQUEZ, Silvestre, SANCHEZ-CUAPIO, Ivan Jesús y CONDE-CAMACHO, Julian, con adscripción en la Universidad Tecnológica de Tlaxcala, como siguiente artículo *Identificación algebraica de parámetros modales en sistemas mecánicos usando excitación con martillo de impacto*, por TRUJILLO-FRANCO, Luis , SILVA-NAVARRO, Gerardo y BELTRÁN-CARBAJAL, Francisco , como siguiente artículo está *Análisis termohidráulico de bobinas en capas en transformadores eléctricos de distribución mediante CFD*, por PÉREZ, Eduardo , RESÉNDIZ, Celerino, PIÑÓN, Oscar, RODRÍGUEZ, Mario, con adscripción en el Instituto Tecnológico de Pachuca, como siguiente capítulo tenemos *Diseño de un rotor eólico tipo Darrieus helicoidal*, por MENDOZA-CERÓN, Nuria & RODRÍGUEZ-CASTILLO, Mario E, con adscripción en el Instituto Tecnológico de Pachuca. Finalmente, *Instrumentación de proxímetros de gama baja para análisis de vibraciones mecánicas*, por SÁNCHEZ-TIZAPANTZI, Pedro , RODRÍGUEZ-GARCÍA, Fernando, con adscripción en el Instituto Tecnológico Superior de San Martín Texmelucan.

## Contenido

Artículo	Página
<b>Reducción del efecto de desentonamiento en el sistema disco con álabe de una turbina de gas</b> HERNÁNDEZ – BUTANDA, Alfonso de Jesús, PALACIOS – PINEDA, Luis Manuel	1-9
<b>Sistema de monitoreo de señales analógicas en un sistema hidráulico</b> TLAPALE-HERNANDEZ, Salvador , MALDONADO-VASQUEZ, Silvestre, SANCHEZ-CUAPIO, Ivan Jesús y CONDE-CAMACHO, Julian	10-17
<b>Identificación algebraica de parámetros modales en sistemas mecánicos usando excitación con martillo de impacto</b> TRUJILLO-FRANCO, Luis , SILVA-NAVARRO, Gerardo, BELTRÁN-CARBAJAL, Francisco	18-24
<b>Análisis termohidráulico de bobinas en capas en transformadores eléctricos de distribución mediante CFD</b> PÉREZ, Eduardo , RESÉNDIZ, Celerino, PIÑÓN, Oscar, RODRÍGUEZ, Mario	25-33
<b>Diseño de un rotor eólico tipo Darrieus helicoidal</b> MENDOZA-CERÓN, Nuria & RODRÍGUEZ-CASTILLO, Mario E	34-41
<b>Instrumentación de proxímetros de gama baja para análisis de vibraciones mecánicas</b> SÁNCHEZ-TIZAPANTZI, Pedro, RODRÍGUEZ-GARCÍA, Fernando	42-46

*Instrucciones para Autores*

*Formato de Originalidad*

*Formato de Autorización*

## Reducción del efecto de desintonamiento en el sistema disco con álabe de una turbina de gas

HERNÁNDEZ – BUTANDA, Alfonso de Jesús\* †, PALACIOS – PINEDA, Luis Manuel

*División de estudios de posgrado e investigación, Instituto Tecnológico de Pachuca*

Recibido 08 Enero, 2017; Aceptado 12 Marzo, 2017

### Resumen

Actualmente la reducción de vibración en sistemas disco con álabe, es una de las tareas más importantes a considerar durante el ensamble de álabes a rotores de altas velocidades en las turbinas de gas. En este trabajo se considera que el fenómeno de desintonamiento es causado principalmente por la variación que los álabes presentan en sus propiedades dinámicas, a pesar de los estrictos controles de fabricación a los que son sometidos. Esta pequeña variación produce que la energía vibratoria pueda concentrarse en una zona específica del disco, lo que produce una mayor amplitud en la respuesta dinámica del sistema, lo que a su vez conduce a mayores niveles de esfuerzo. Se propone la construcción de un modelo simplificado del sistema, que permita analizar diferentes niveles y arreglos de desintonamiento, para que, a través del método de elemento finito se pueda encontrar un arreglo de álabes que permita minimizar la amplitud de vibración en el mismo. Lo anterior permite tomar mejores decisiones en el proceso de ensamblaje, es decir, que los mismos álabes montados en diferentes posiciones produzcan una respuesta vibratoria diferente y en este trabajo se ha encontrado un arreglo que minimiza las altas vibraciones en los sistemas disco con álabes.

### Desintonación, disco con álabe, turbina de gas

### Abstract

Currently the reduce vibration on disk blades system is a most important tasks to consider during the blades assembly into high speed rotors on the gas turbines. In this paper considers that mistuning phenomenon it causes mainly by variation that the blades presents on its dynamics properties, despite the strics manufacture controls at that are sumit. This small variation produces that vibratory energy might concentrate in a specific disk's zone; producing high vibratory amplitude response on the system, at same time causes stress levels. It is proposed a build of a simplify model allows analyze diferents levels and mistuning arrangements for what, thought finite element method might find a blades arrangement to minimize the harmonic response on the system. The above allows take better decisions in the assembly process, that it to say, the same blades assembled on differents positions produces a different harmonic response and on this paper it have got an arrangement more than tuned is optimal which contains the minimum vibration on the system.

### Mistuning, blade – disk, gas turbine

**Citación:** HERNÁNDEZ – BUTANDA, Alfonso de Jesús, PALACIOS – PINEDA, Luis Manuel. Reducción del efecto de desintonamiento en el sistema disco con álabe de una turbina de gas. Revista de Ingeniería Mecánica. 2017. 1-2: 1-9.

\* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: aimec\_alfonso\_1030@yahoo.com.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

La reducción del efecto de desentonamiento en sistemas disco con álabes en turbinas de gas, es un proceso llevado a cabo en el área de turbomaquinaria, ya que son elementos sometidos a altos índices de velocidad de rotación. Estos altos índices pueden generar diferentes irregularidades en los componentes del rotor cuando no hay homogeneidad en el mismo; debido a la variación en las propiedades físicas de todos o la mayoría de los álabes montados en el disco. La masa de cada uno de los álabes es una propiedad física que a menudo no es uniforme en conjunto cuando éstos se encuentran en operación, pero que determinan la variación en el sistema.

Estas variaciones en las propiedades de los álabes suelen ser demasiado pequeñas más no insignificantes, puesto que a altos rangos de operación en estos sistemas pueden traer efectos dinámicos considerables a un cierto plazo de operación, tal como son las altas vibraciones en zonas específicas del mismo, la cual conocemos como desentonamiento. En este documento el desentonamiento es el fenómeno a considerar como una de las principales causas de falla en los sistemas disco con álabes. El considerar las altas vibraciones es una tarea muy importante puesto que sus amplitudes pueden conllevarnos a una resonancia la cual puede dañar la integridad de los componentes e incluso poner en riesgo los elementos de la turbina.

De esta manera, para este trabajo se señala que la reducción de las amplitudes de vibración en el sistema, implica una correcta selección y ubicación de álabes (de acuerdo a sus masas) para ser ensamblados, que cumplan con las condiciones requeridas que nos garanticen un arreglo de disco con álabes lo más homogéneo que asegure estabilidad al momento de estar en funcionamiento.

Con esto se pretende que el trabajo abarque desde el proceso de ensamblaje de los álabes en el disco hasta el funcionamiento de toda la turbina, bajo seguimiento de nuevos procedimientos de selección y ubicación de álabes. La selección y ubicación de álabes proviene de un análisis de elemento finito que lleva un control de datos ya organizados y específicos para la ubicación y selección de los mismos, de acuerdo a los resultados que el análisis nos da respecto a sus propiedades físicas.

Con esto, cada uno de los álabes cuenta con su ubicación siendo ya seleccionados de acuerdo a las masas de los mismos, y con esto ya quedan distribuidos espacialmente en la periferia del disco. Anteriormente, señalábamos lo que es el análisis de optimización que consiste en obtener el mejor resultado (función objetivo) ante un conjunto de diferentes parámetros.

Para nuestro caso la función objetivo es obtener el mejor arreglo de sistema disco con álabes en el cual la amplitud de vibración sea lo más mínima y los parámetros son aquellos valores que determinan la obtención de la función objetivo, para nuestro caso es la masa de cada álabes que determina los niveles de vibración. Mediante un modelo simplificado de disco con álabes, se realiza un análisis previo: modal – armónico, para obtener las amplitudes de vibración de algunas formas modales del sistema y de esta manera ejecutar un análisis de optimización, que mediante el proceso de diseño de experimentos nos entregue los tres mejores arreglos que cumplan con las condiciones de vibración deseadas, es decir con las amplitudes de vibración mínimas y entre ellos el arreglo óptimo. La correcta selección y distribución de los álabes en el disco durante el proceso de ensamblaje, evitará la concentración de altas amplitudes de vibración que provoquen el desentonamiento en el sistema y así mismo los riesgos de falla por resonancia.

Con esto estamos garantizando un funcionamiento más homogéneo en el sistema con las amplitudes de vibración mínimas.

## Metodología

### Caso de estudio

El elemento de estudio es el sistema disco con 96 álabes de la zona de alta presión de la turbina de gas FT – 4C1 de la marca Pratt & Whitney mostradas en la figura 1 con sus especificaciones:



**Figura 1** Rotor de turbina FT - 4C1 Pratt & Whitney [1.1]

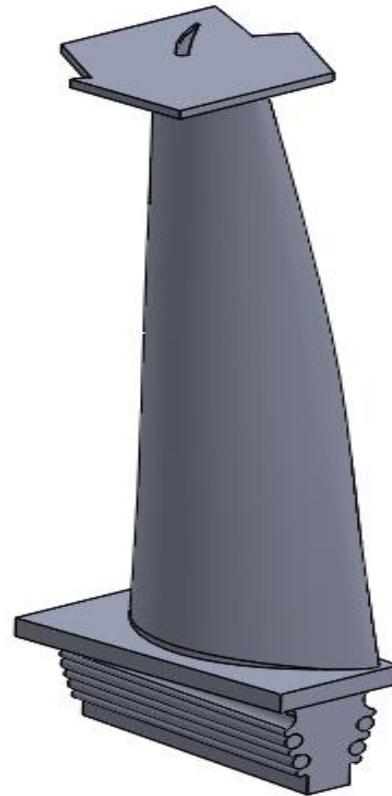
### Turbina

- Potencia de salida = 28.5 MW
- Rotor de alta presión = 8405 rpm
- Rotor de media presión = 6850 rpm
- Rotor de turbina libre = 3600 rpm

### Compresor

- Etapas = 16
- Relación de presiones = 14.1 : 1

## Características y propiedades del álabe



**Figura 2** Modelo del álabe [1.2]

Tenemos el álabe diseñado en SolidWorks el cual no será considerado en el modelo puesto que la capacidad de Ansys no es suficiente para procesar un modelo complejo. La finalidad es de mostrar el modelo del álabe de estos rotores, sus propiedades ya se encuentran declaradas en el programa de Ansys. Para el análisis se toma en cuenta la masa del mismo, desde el extremo superior hasta la raíz del mismo, de igual manera sus dimensiones y material.

Las características del álabe a considerar para el análisis son:

- Masa = 0.2649 kg
- Longitud = 0.102 m
- Material = INCONEL 792

De este último desglosamos sus propiedades:

Elemento	Porcentaje
Cromo (Cr)	12.4 %
Cobalto (Co)	9 %
Tantalio (Ta)	3.9 %
Tungsteno (W)	3.8 %
Titanio (Ti)	4.5 %
Aluminio (Al)	3.1 %
Molibdeno (Mo)	1.9 %
Carbono (C)	0.12 %
Circonio (Zr)	0.1 %
Boro (B)	0.02 %

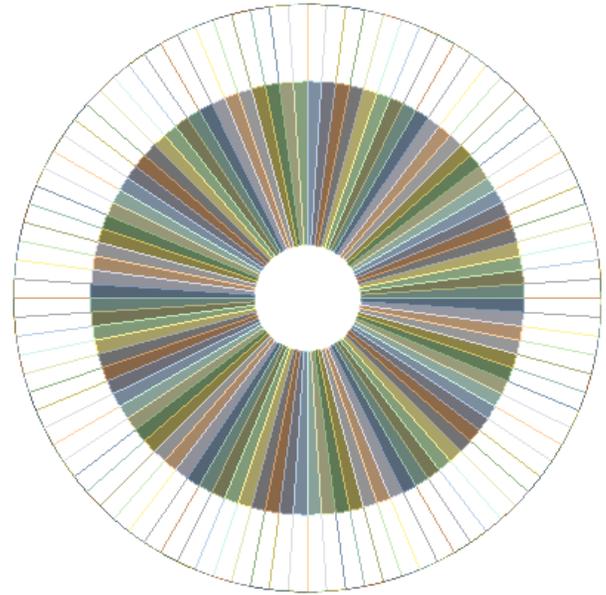
**Tabla 1** Composición química del álabe [1.3]

Propiedades Mecánicas	
Densidad ( $\rho$ )	8250 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young ( $\epsilon$ )	207.6 Gpa
Relación de Poisson ( $\nu$ )	0.29
Esfuerzo último a la tensión ( $S_{ut}$ )	785 Mpa (a 538 °C)
Límite a la fluencia ( $S_y$ )	1.15 Gpa

**Tabla 2** Propiedades mecánicas del álabe [1.2]

### Construcción del modelo en Ansys

El modelo del sistema disco con álabe (ver figura 3) consiste en un sistema simplificado del mismo conformado por partes geométricas simples trazadas en la sección *Design Modeler* en Workbench. El modelo es construido mediante tres croquis independientes: Parte proporcional del disco (sección de circunferencia), álabe (línea) y extremo del álabe (arco); mediante la herramienta “*pattern circular*”, con un espacio angular de 3.75°, se completa todo el modelo del disco con los 96 álaves.



**Figura 3** Modelo simplificado del rotor

### Análisis modal – armónico

En este análisis obtenemos lo que son las formas modales y las amplitudes de vibración de los análisis modal y armónico respectivamente. Estos análisis llevan un vínculo entre sí ya que los datos del modelo para cada uno serán los mismos. El análisis modal determinará las frecuencias naturales de cada forma modal, así como los diámetros nodales para los mismos y el análisis armónico la amplitud de vibración de los elementos e indica a qué frecuencias tenemos resonancias.

Llevando a cabo el análisis modal tenemos las primeras ocho formas modales:

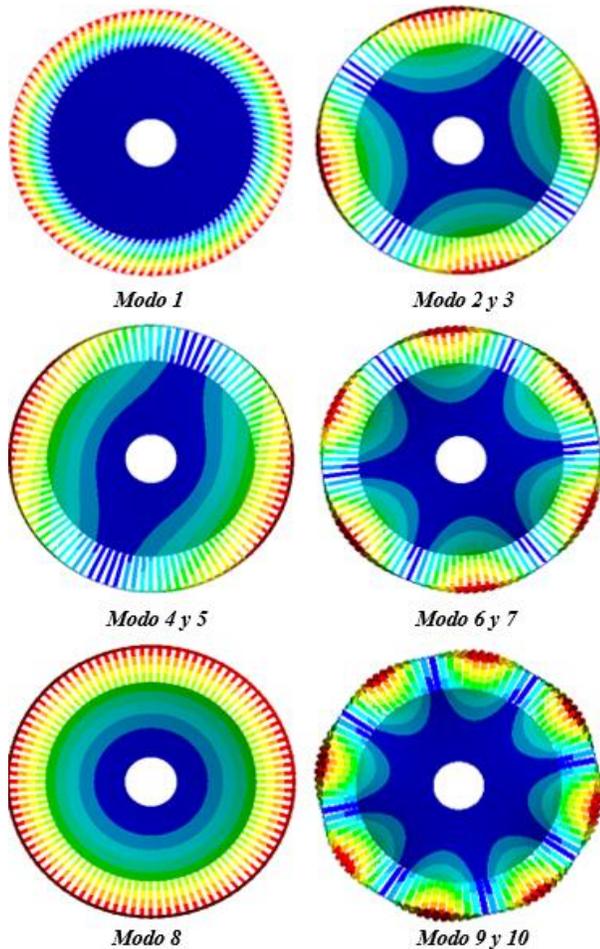


Figura 4 Modos de vibración

Una vez teniendo los modos de vibración registramos cada uno de los resultados y comparamos cada uno.

Modo	Circ. nodal	Diám. nodal	Frec. [Hz]	Ampl. [mm]
1	1	0	49.136	2.5239
2 y 3	1	2	64.455	4.0539
4 y 5	1	1	70.424	5.5636
6 y 7	1	3	82.611	3.0256
8	1	0	86.756	4.5882
9 y 10	1	4	102.2	2.3748

Tabla 3 Resultados para cada modo de vibración

Para el análisis armónico tenemos el cálculo de la frecuencia de operación del rotor y la fuerza. Su frecuencia la determinamos de la siguiente manera:

Teniendo la velocidad angular en la etapa de alta presión  $\eta = 8405$  rpm, calculamos la velocidad en rad/s.

$$\omega = 8405 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \left( \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) \left( \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) = 880.16 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad (1)$$

De esta manera obtenemos la frecuencia de operación como:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{880.169}{2\pi} = 140.083 \text{ Hz} \quad (2)$$

Para la fuerza tangencial la calculamos a través de perfiles de presión estática obtenidas ya anteriormente de un álabe rotatorio. Fuerza por unidad de longitud (ver gráfico 1).

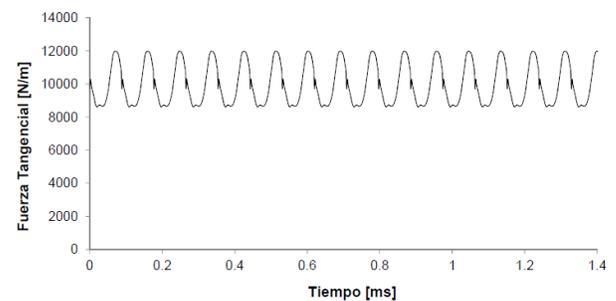


Gráfico 1 Fuerza tangencial del álabe rotatorio. [1.4]

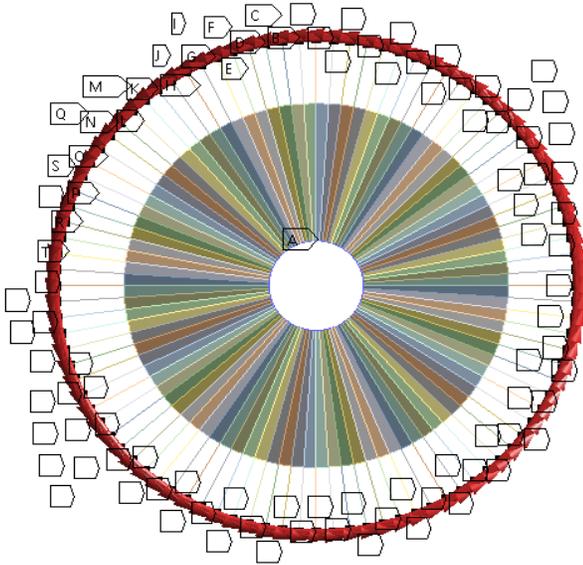
Obteniendo de la figura un rango de fuerzas entre 8500 y 12100 N – m, obtenemos el promedio que nos queda:

$$F = \frac{(12100+8500)}{2} = 10300 \text{ N – m} \quad (3)$$

Considerando la longitud de 0.103 del álabe tenemos:

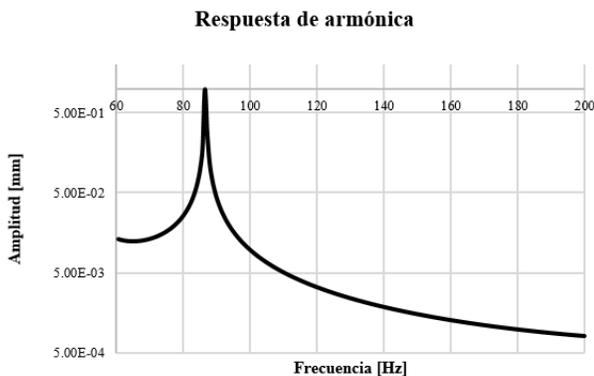
$$F = (10300 \text{ N – m}) * (0.103 \text{ m}) = 1060.9 \text{ N} \quad (4)$$

De esta manera representamos las fuerzas tangenciales en el modelo, cada una de las fuerzas viene con su componente correspondiente.



**Figura 5** Representación de las fuerzas tangenciales del modelo

Una vez concluyendo con el análisis obtenemos la gráfica de las amplitudes de vibración (respuesta armónica) en un rango de 60 a 250 Hz de frecuencia en la cual se encuentra entre ellos la frecuencia de operación. La gráfica nos quedaría de esta manera para un arreglo completamente entonado (ideal).



**Gráfico 2** Respuesta armónica para un sistema entonado (ideal)

## Optimización

Mediante la herramienta de *Goal Driven Optimization* llevamos a cabo el análisis de optimización el cual nos entrega los resultados de acuerdo a la función objetivo que buscamos mejorar (amplitud de vibración), nos da a conocer los tres mejores arreglos de disco con álabes que cumplen con los requerimientos de vibración deseados. Finalmente, una vez que obtenemos los tres arreglos con sus propiedades correspondientes (parámetros) realizamos un nuevo estudio modal – armónico para verificar el comportamiento de cada uno de ellos.

El rotor de la turbina cuenta con 96 álabes, es decir con 96 elementos a parametrizar, sin embargo, debido a las restricciones del programa sólo se hace mediante grupos de álabes, es decir, parametrizamos 8 grupos que contienen cada uno 12 álabes. Los grupos nos quedan de la siguiente manera:

- P1 : álabes 1 – álabes 12
- P2 : álabes 13 – álabes 24
- P3 : álabes 25 – álabes 36
- P4 : álabes 37 – álabes 48
- P5 : álabes 49 – álabes 60
- P6 : álabes 61 – álabes 72
- P7 : álabes 73 – álabes 84
- P8 : álabes 85 – álabes 96

La función objetivo nos quedaría como:

- P9 : Amplitud máxima de respuesta de frecuencia (función objetivo)

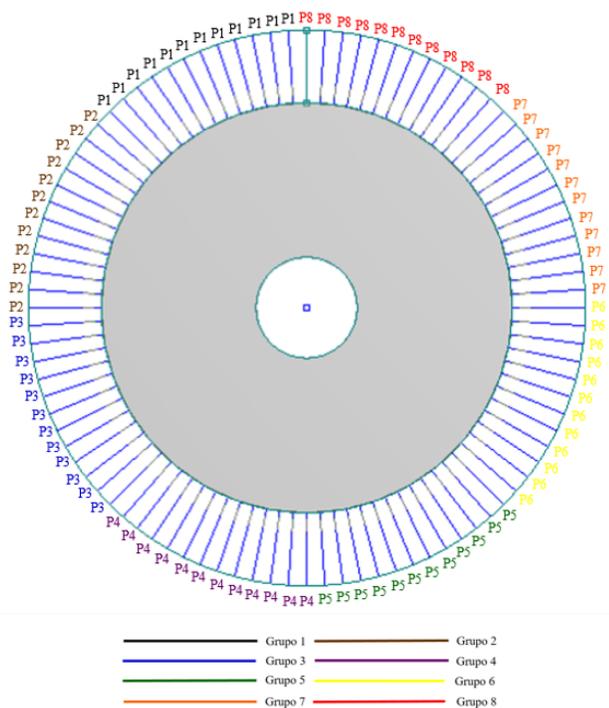
Los valores a parametrizar se obtienen en términos de densidad ( $\text{kg/m}^3$ ) desde el programa y por lo tanto hacemos la conversión para obtener los valores en términos de masa (kg), de estos valores calculamos un  $\pm 10\%$  de su valor nominal para que el programa seleccione aleatoriamente diferentes valores registrándolos como puntos de diseño.

El rango de valores para cada parámetro lo tendríamos de la siguiente manera:

- Valor inferior = 0.2385 kg
- Valor inicial = 0.2650 kg
- Valor superior = 0.2915 kg

Las pequeñas variaciones de pesos de los álabes (causa del desentonamiento) se encuentran dentro de este rango de valores puesto que los álabes bajo las condiciones de fabricación en la mayoría de los casos no cumplen con parámetros uniformes, tal como lo es el peso que causa la falta de proporción en el sistema.

Como se señaló anteriormente los parámetros consisten en 8 grupos que contienen 12 álabes distribuidos de manera continua, como se muestra a continuación:



**Figura 6** Distribución de álabes por grupos

Una vez llevando a cabo el proceso de optimización, obtenemos los tres mejores arreglos que nos indican que se ha cumplido con la función objetivo de minimizar la amplitud de vibración, para cada parámetro correspondiente de los 12 álabes.

Los resultados son los siguientes:

	Álabes	Arreglo A	Arreglo B	Arreglo C
P1	1 – 12	<b>0.2641</b>	<b>0.2553</b>	<b>0.2906</b>
P2	13 – 24	<b>0.2625</b>	<b>0.2692</b>	<b>0.2774</b>
P3	25 – 36	<b>0.2825</b>	<b>0.2413</b>	<b>0.2753</b>
P4	37 – 48	<b>0.2860</b>	<b>0.2839</b>	<b>0.2822</b>
P5	49 – 60	<b>0.2415</b>	<b>0.2556</b>	<b>0.2513</b>
P6	61 – 72	<b>0.2542</b>	<b>0.2827</b>	<b>0.2740</b>
P7	73 – 84	<b>0.2437</b>	<b>0.2760</b>	<b>0.2522</b>
P8	85 – 96	<b>0.2830</b>	<b>0.2674</b>	<b>0.2769</b>
P9		<b>0.30713</b>	<b>0.32842</b>	<b>0.43971</b>

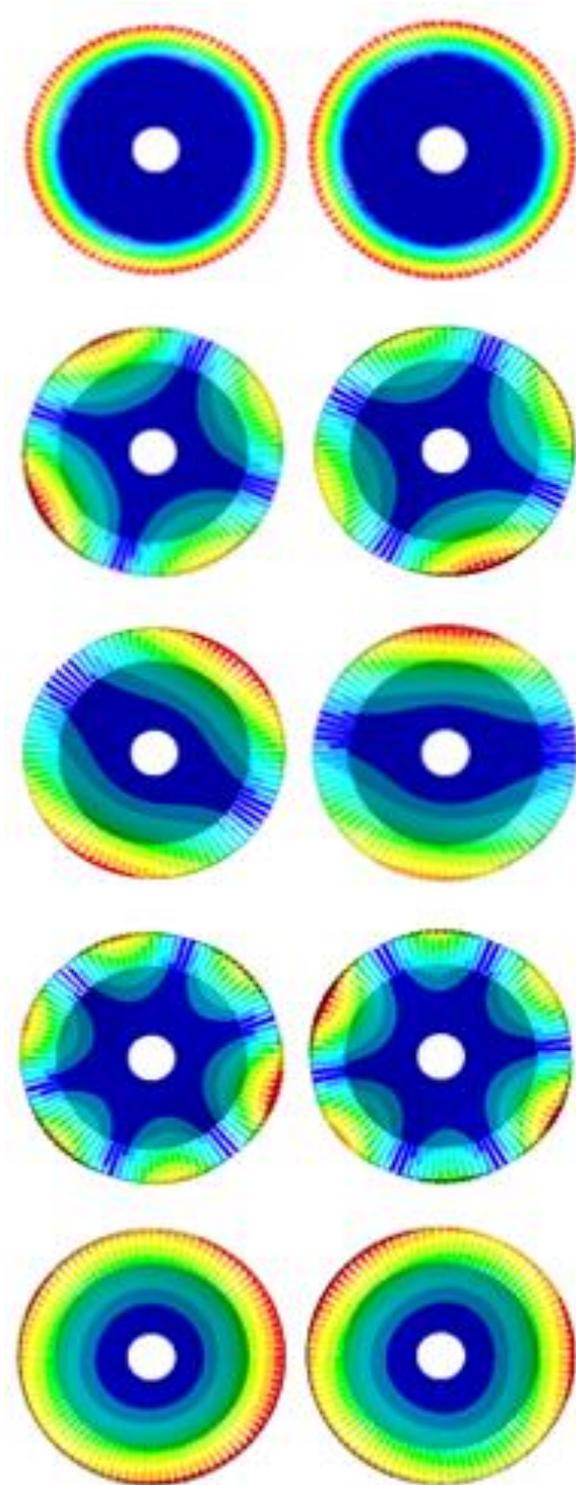
**Tabla 4** Tabla de los tres mejores arreglos

## Resultados

En el apartado anterior obtuvimos los tres mejores arreglos que nos entrega el análisis de optimización, sin embargo, son considerados como los tres mejores arreglos desentonados en donde la amplitud de vibración es mínima.

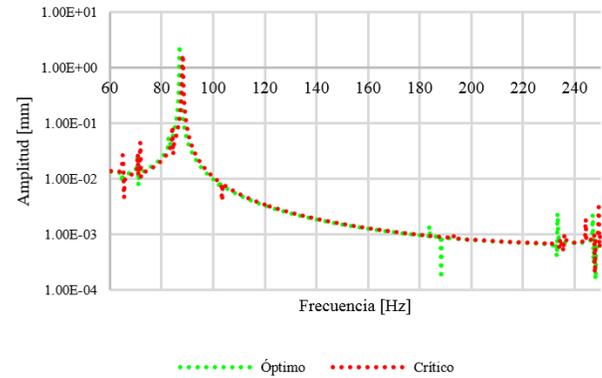
En este apartado nos enfocaremos a dos arreglos: el arreglo óptimo y el arreglo crítico, ambos de característica desentonada. En el diseño de experimentos ubicamos dichos arreglos, el que posee la amplitud mayor junto con el arreglo óptimo. Muy a menudo no es necesario que el arreglo óptimo tenga amplitudes de vibración menores que las del arreglo crítico, puede darse el caso de que un arreglo óptimo contenga amplitudes mayores, pero con menor número de resonancias que el crítico lo cual sería suficiente para considerarlo así. Como resultados tenemos las siguientes formas:

La respuesta vibratoria para cada arreglo la tenemos como sigue:



**Figura 7** Formas modales de cada arreglo, óptimo (izquierda) y crítico (derecha)

**Respuesta vibratoria óptimo/crítico**



**Gráfico 3** Comportamiento vibratorio para un arreglo óptimo y crítico

Como podemos observar la gráfica del arreglo óptimo tiene una resonancia mayor al crítico, sin embargo el arreglo crítico contiene más resonancias que el óptimo. La frecuencia y amplitud para cada uno queda:

Modo	Frecuencia		Amplitud	
	Óptimo	Crítico	Óptimo	Crítico
1	49.157	49.751	2.5336	2.5683
2 y 3	64.215	64.877	4.7018	5.0584
4 y 5	70.252	70.631	5.8923	6.2944
6 y 7	82.56	83.495	3.8136	3.8826
8	86.913	88.033	5.087	5.4446

**Tabla 5** Frecuencia y amplitud para cada arreglo

Por último, el porcentaje de reducción de vibración para el caso óptimo y el caso crítico quedaría como:

	Arreglos	
	Óptimo	Crítico
Amplitud	2.53	4.47
Porcentaje de reducción	<b>43.40 %</b>	

**Tabla 6** Reducción de amplitud final

## Conclusiones

Este análisis de desentonamiento es una herramienta muy útil en el proceso de ensamblaje de los álabes, es decir, permite tener un orden en su colocación en el disco para cumplir con la función objetivo (mejorar la respuesta vibratoria en el sistema). El modelo consistió en el disco con los 96 álabes presentes en la turbina, en este caso la reducción de vibración que se obtuvo entre el arreglo óptimo y un arreglo crítico de los álabes fue de 43%.

De esta forma se pudo obtener la metodología para determinar el mejor arreglo de los álabes al momento de su ensamble, es importante resaltar que las reducciones de vibración obtenidas hacen la diferencia entre la operación normal de la máquina y un disparo por altas vibraciones. Antes de aplicar la metodología el equipo de mantenimiento de la turbina de gas deberá caracterizar cada uno de los álabes, se aplica la metodología propuesta, se obtiene el arreglo óptimo y se ensamblan los álabes en la secuencia recomendada.

## Referencias

[1.1] Turbo Power and Marine Systems Inc.. (1977). Manual de Mantenimiento MFT4 – CID/LF. México, D.F.

[1.2] Suárez, O. (2011). Caracterización dinámica de un álabe enfriado con aire en la primera etapa de una turbina de gas.

[1.3] The International Nickel Company. Inc. (1982). Properties of Some Metals and Alloys.

[1.4] López, Y. (2011). Determinación de las fuerzas inducidas por el flujo que actúan sobre el álabe móvil de la primera etapa de la turbina FT-4C1.

## Sistema de monitoreo de señales analógicas en un sistema hidráulico

TLAPALE-HERNANDEZ, Salvador †, MALDONADO-VASQUEZ, Silvestre, SANCHEZ-CUAPIO, Ivan Jesús y CONDE-CAMACHO, Julian

*Universidad Tecnológica de Tlaxcala, Carretera a el Carmen Xalpatlahuaya sn, C.P. 90500 Huamantla, Tlaxcala, México*

Recibido 08 Enero, 2017; Aceptado 12 Marzo, 2017

### Resumen

Este proyecto se basa en el mantenimiento predictivo de sistemas hidráulicos, mediante la implementación de un sistema de monitoreo que sirve para visualizar el estado de las variables conociendo su comportamiento dentro del rango establecido y analizar los valores que puedan afectar el funcionamiento del sistema. Los sensores analógicos industriales se conectaron a un microcontrolador para el procesamiento de sus señales, de tal manera que los datos puedan ser visualizados a través de una interfaz gráfica. También como indicador se conectó un sensor de nivel del tipo ultrasónico que contiene un programa proporcionado por el mismo fabricante sirviendo para la parametrización del mismo. El uso de un sistema de monitoreo para una prensa hidráulica puede influir en la economía de la empresa, ya que podemos saber si la máquina funciona correctamente y podemos repararla antes de que el problema genere mayores gastos de repuestos y también dar un informe semanal o mensual de la máquinas para que podamos evitar problemas futuros en su funcionamiento. Desarrollar un sistema de monitoreo de señales análogas mediante su visualización en una interfaz gráfica para obtener un mejor funcionamiento de las máquinas.

### Hidráulica, monitoreo, analógico

### Abstract

This project is based on the predictive maintenance of hydraulic systems, through the implementation of a monitoring system that serves to visualize the state of the variables knowing their behavior within the established range and analyzing the values that can affect the operation of the system. The industrial analog sensors are connected to a microcontroller for the processing of their signals, in such a way that the data can be visualized through a graphical interface. Also as an indicator, an ultrasonic type level sensor was connected, containing a program provided by the same manufacturer, which serves to parameterize the same. The use of a monitoring system for a hydraulic press can influence the economy of the company, since we can know if the machine works properly and we can repair it before the problem generates higher expenses of spare parts and also give a weekly or monthly report Of the machines so that we can avoid future problems in their operation.

### Hydraulics, monitoring, analogic

**Citación:** TLAPALE-HERNANDEZ, Salvador, MALDONADO-VASQUEZ, Silvestre, SANCHEZ-CUAPIO, Ivan Jesús y CONDE-CAMACHO, Julian. Sistema de monitoreo de señales analógicas en un sistema hidráulico. Revista de Ingeniería Mecánica. 2017. 1-2: 10-17.

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

El desarrollo de este sistema de monitoreo de señales analógicas, requiere de conocer el comportamiento de las variables temperatura y nivel que principalmente afectan en su funcionamiento al circuito hidráulico y que como consecuencia pueden influir en la calidad del producto, esto se genera como parte del mantenimiento predictivo de una máquina que lleva a cabo el proceso de prensado.

Algunos puntos importantes que se tomarán en cuenta son los siguientes:

a) Un sistema hidráulico (FB) que rebasa niveles nominales del tipo digital de mínimo y máximo, puede afectar el funcionamiento del sistema y sus componentes como la bomba del fluido e inclusive cuando se puedan presentar fugas que normalmente no se notan a simple vista.

b) Otra factor que se tomará en cuenta en este trabajo es la temperatura del aceite, cuando es alta nos puede generar contaminación en el sistema no dejando que fluya libremente ya que tiende a carbonizarse ocasionando contaminación de todo el sistema.

## Metodología

### Acondicionamiento eléctrico del sistema

Para la alimentación de los componentes eléctricos como: sensores y controladores, se utiliza corriente directa en diferentes valores de voltaje. En nuestro caso los sensores que se utilizan son de 24 volts y para el microcontrolador 5volts, ya que es un valor adecuado para el funcionamiento del microcontrolador 18F4550, aunque tienen un rango de funcionamiento que puede ser de 2.0V a 5.5V, aunque el microcontrolador que se utiliza contiene reguladores de voltaje para que su alimentación sea específico de 5 volts.

### Acondicionamiento de sensores

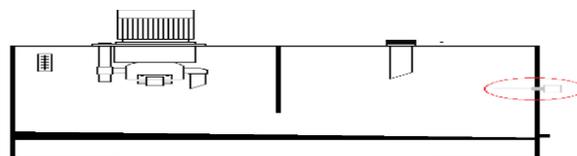
Para la adquisición de datos se utiliza una tarjeta entradora que contiene un microcontrolador 18F4550 y cuenta con entradas analógicas que sirven para conectar los sensores teniendo como ventaja el que incluye los drivers para conectar el microcontrolador a una computadora.

### Sensor de temperatura PT100

La finalidad de usar este sensor (Campos, Sensores utilizados en la automatización industrial, 2008), es para monitorear la temperatura del aceite del depósito del sistema hidráulico.

El aceite juega un papel importante en el sistema hidráulico ya que provoca movimiento a los actuadores y funciona bajo un rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $70^{\circ}\text{C}$ , dentro de este no sufren daño alguno los actuadores.

El lugar donde se propone instalar el sensor, es en el retorno del aceite dentro del tanque hidráulico, este se indica en la figura 1, ya que todo el aceite que regresa de circular por las valvulas y cilindros llega con una temperatura diferente a la que inicialmente se bombea y se enfría en el mismo sistema antes de ser succionado.



**Figura 1** Depósito o tanque de una prensa hidráulica con sensor PT100.

*Fuente: acervo personal*

Para el sistema de monitoreo se pretende adaptar un sensor PT100 en el sistema hidráulico.

Este tipo de sensor no cuenta con bornes de alimentación de 24 vcd, solo cuenta con una señal resistiva que varía conforme al registro del sensor, en la figura 2 podemos observar sus bornes de conexión.



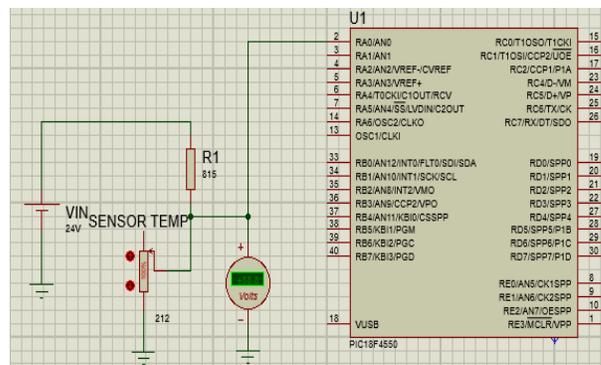
**Figura 2** Bornes de conexión del sensor PT100  
*Fuente: Acervo personal*

Este tipo de sensor es fabricado de platino (PT) y el número 100 indica que cuando tenga la probeta una resistencia de 100Ω se determinará una temperatura de 0°C.

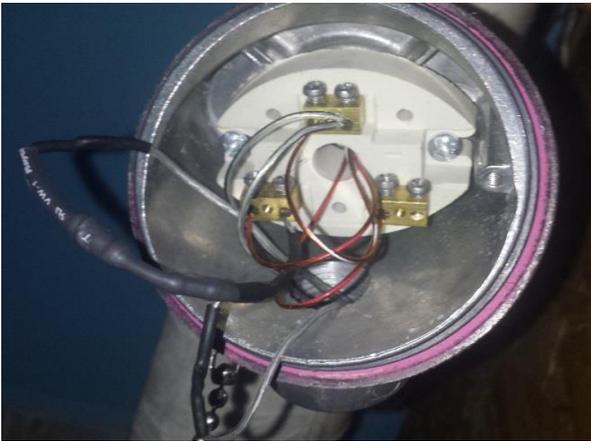
Este tipo tiene un rango de trabajo de -50°C a 300°C, el cual cubre las necesidades del sistema, tiene los siguientes valores característicos: -50°C da una señal de 80.5 Ω y cuando sea 300°C nos dará una resistencia de 212.03Ω.

La simulación electrónica se visualiza en la figura 3, se realizó en el programa Proteus con la finalidad de observar su comportamiento.

Por otro lado el microcontrolador necesita una señal analógica de 0Vcd a 5Vcd y para poder simular este sensor se utilizó un potenciómetro que varíe la resistencia de 0Ω a 212Ω.



En la figura 4 se muestra la conexión del divisor de voltaje conectado en sus bornes ya que la resistencia puede variar dependiendo de la distancia y el voltaje de salida también se ve afectado por la caída de tensión pudiéndose aumentar el voltaje con un amplificador operacional, en este caso sólo se conectó a una distancia no representativa que no provoca una caída de tensión significativa.



**Figura 4** Divisor de voltaje para el sensor de temperatura  
*Fuente: acervo personal*

### Sensor de nivel ultrasónico 1

Este sensor se usará para detectar el nivel de aceite que se encuentra acumulado en el tanque para realizar el monitoreo, en ocasiones las máquinas hidráulicas presentan fugas indetectables que pueden considerarse como menos significantes como la que se muestra en la figura 5 en donde el aceite sale en la parte del vástago del pistón y es un lugar donde no se puede visualizar con facilidad, pero con este sistema podremos ver si el nivel de aceite disminuye por debajo del 85% del tanque, que es un nivel adecuado para el funcionamiento de una máquina hidráulica.



**Figura 5** Fuga de aceite de una prensa hidráulica  
*Fuente: Acervo personal*

El sensor cuenta con una salida analógica y otra lógica, se conecta a 24 volts de corriente directa y se puede programar la distancia que necesitamos monitorear.

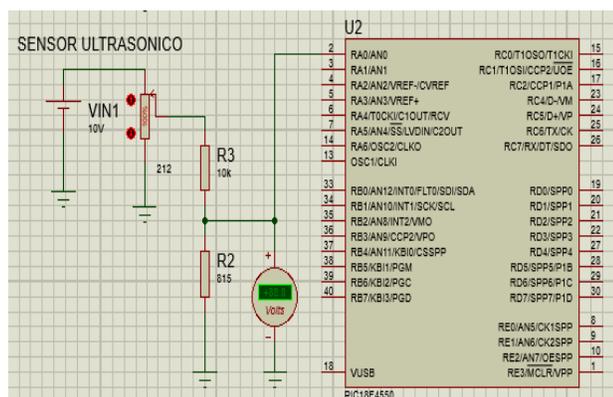
Ahora se muestra el sensor y sus cables de conexión en la figura 6, identificando su salida analógica y digital, también se muestra el selector de configuración de la distancia que se requiere predeterminedar.



**Figura 6** Sensor ultrasónico  
*Fuente: Acervo personal*

Para la conexión de este sensor se implementó un divisor de voltaje como el ilustrado en la figura 7, se compone por dos resistencias fijas y ahora el voltaje es el que varía dependiendo de la distancia del sensor, como diferencia con respecto al sensor PT-100.

El microcontrolador necesita una señal analógica de 0 a 5vcd. La señal de salida del sensor es de 0vcd a 10vcd siendo demasiado voltaje para el microcontrolador, para eso se implementó el divisor de voltaje, obteniendo una señal analógica de 0vcd a 5vcd.



**Figura 7** Divisor de voltaje para el sensor ultrasónico  
Fuente: Acervo personal

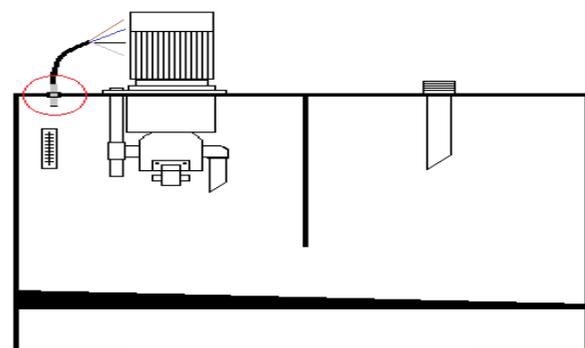
El arreglo de las resistencias se protegió como se observa en la figura 8 para protección y poder manipularlo de una forma segura en el sistema.



**Figura 8** Divisor de voltaje para el sensor ultrasónico  
Fuente: acervo personal

Ahora se muestra en la figura 9 la ubicación de donde se propone colocar el sensor ultrasónico, es ideal por la poca turbulencia del aceite.

Este tipo de sensor es muy sensible en la detección de líquidos incluso puede detectar las gotas que pasan enfrente, se tiene que evitar su colocación en el lado derecho del depósito ya que existe demasiada turbulencia y puede salpicar gotas enfrente del sensor dando lecturas erróneas.



**Figura 9** Depósito de una prensa hidráulica con sensor ultrasónico  
Fuente: Acervo personal

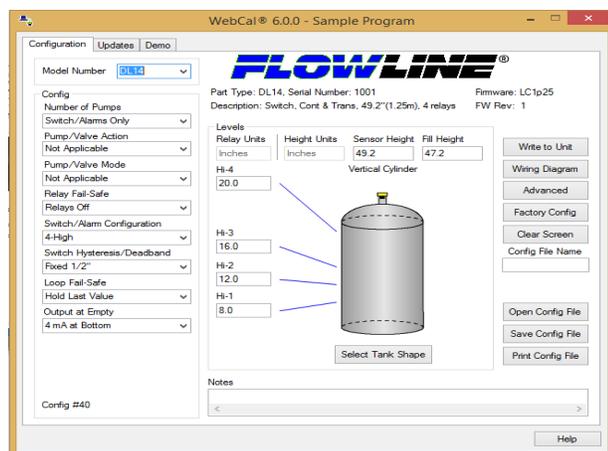
## Sensor de nivel ultrasónico 2

Este tipo de sensor es una alternativa para monitorear el nivel del aceite como el que se muestra en la figura 10, en este caso su señal no se dispersa, provocando una mejor detección.



**Figura 10** Sensor de nivel  
Fuente: Flowline

Este cuenta con su interfaz figura 11, para monitorear la distancia que se está determinando en términos de nivel.

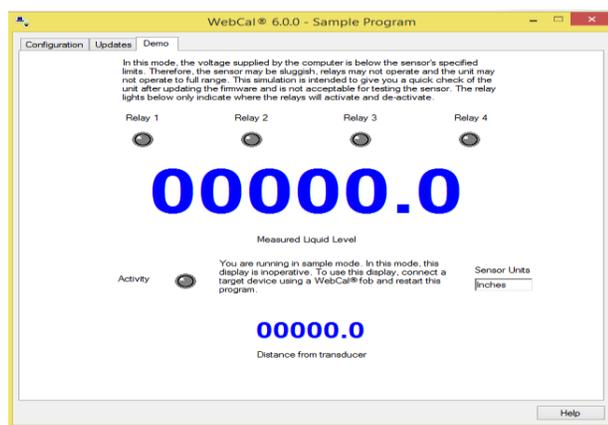


**Figura 11** Ventana del programa para configurar el sensor de nivel

Fuente: Flowline

Al conectar el sensor a la computadora con su USB FOB y abrir el programa, automáticamente lo detecta y muestra la configuración para programar el nivel deseado, una vez programado se desconecta de la computadora y se instala el punto de detección de nivel.

Esta es la interfaz del sensor figura 12, donde se pueden elegir otros tipos de salidas digitales.



**Figura 12** Interfaz de monitoreo del sensor de nivel

Fuente: Flowline

También en esta se puede visualizar la distancia con diferentes sistemas de unidades por ejemplo en pulgadas y centímetros y para distintas configuraciones de tanques.

### Adquisición de datos

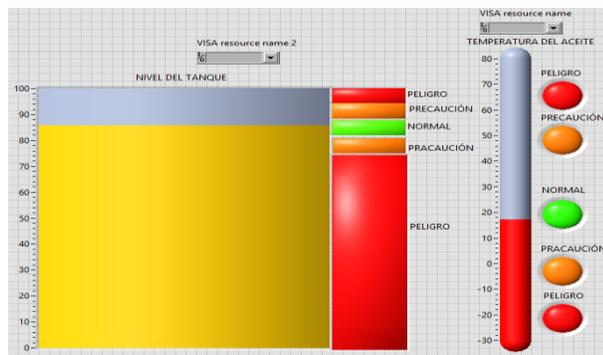
Existen varios programas para la compilación y la creación de los programas para un microcontrolador. En este caso se editó el programa en Pic-c compiler ya que tiene la facilidad de usar lenguaje C (Flores, 2008) y se puede programar el pic sin necesidad de usar lenguaje ensamblador.

Para la adquisición de datos se implemento el microcontrolador 18F4550, lo que hace el programa es leer el adc para convertir esa señal analógica a digital (Miyara, 2000) a 10 bits para mejorar la resolución del senso, por ejemplo; si se hubiera puesto a 8 bits la resolución sería de 255 datos pero si se programa a 10 bits la resolución es de 1023 datos, la ventaja es que el monitoreo de la temperatura o el nivel del aceite sea más preciso y enviar esos datos por comunicacion CDC a la computadora para que el programa Labview pueda leerlo de una forma más precisa, este programa servirá para todos los sensores mientras que la entrada analógica sea de 0-5vcd.

### Visualización de datos

El programa labview es el medio de adquisición de datos mediante su programación en bloques se hace la interfaz para que se puedan visualizar de una forma interactiva y facil de entender.

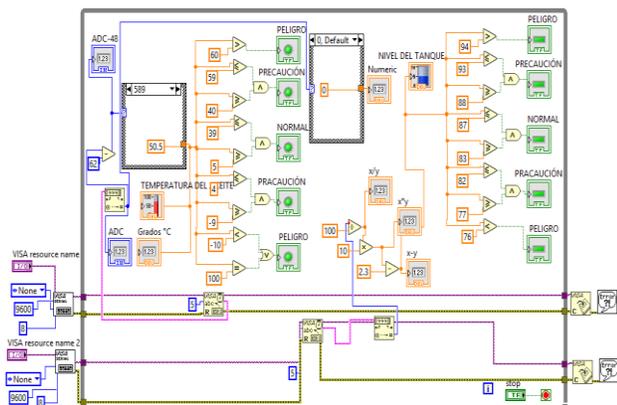
La interfaz (Alliey, 2009) se muestra en la figura 13 donde se puede monitorear el nivel con el sensor ultrasónico y la temperatura con el sensor PT100, en esta se colocaron lamparas Indicadoras y dependiendo a que nivel o temperatura este el aceite, cada lámpara enciende conforme cambie cada parámetro.



**Figura 13.** Interfaz del sensor ultrasonico y temperatura

Fuente: Acervo personal

En la programación de Labview (Vizcaino, 2007) figura 14, se muestra como se configuró la señal digital de 10 bits porque antes de llegar esta se realizó una conversión de analógico a digital desde el microcontrolador, los datos que llegan del pic son del tipo string y se hace una conversión para que esos datos sean decimales, para el sensor PT100 se usaron casos porque se requiere de valores especiales para cada temperatura y para el sensor ultrasónico se hicieron ecuaciones para que varíe una distancia de 0 a 100 cm.



**Figura 14.** Programacion en Labview

Fuente: Acervo personal

## Resultados

La implementación del sistema de monitoreo acoplado con el sensor ultrasónico y el sensor de temperatura se visualiza en la figura 15 donde se pueden apreciar diferentes lecturas del nivel en la que esta el liquido.



**Figura 15** Conexión de un sensor ultrasonico de nivel.  
Fuente: acervo personal

Se determina que para esta aplicación, el sensor flowline es mejor ya que son especiales para la medición de líquidos y también son resistentes, es fácil de programar, incluso este sensor se puede conectar a labview porque cuenta con una señal en miliamperios.

## Conclusiones

Para el desarrollo del sistema de monitoreo se utilizó un microcontrolador para realizar una conversión de la señal de los sensores de una analógica a digital, después por medio de la comunicación CDC en labview se hizo la interfaz con los datos que nos proporciona el microcontrolador y finalmente se visualizaron esos datos en la interfaz gráfica.

Los parametros se conocieron a travez de la investigación y también observando el desempeño de una máquina hidráulica físicamente.

## Referencias

Alliey, A. M. (2009). *DISEÑO DE LA INTERFAZ GRAFICA WEB*. Buenos Aires,.

Campos, P. A. (2008). *Sensores analógicos utilizados en la industrial*. Costa Rica .

FB, I. Y. (s.f.). *Sistemas hidráulicos de potencia introducción a un sistema hidráulico*. Puebla.

Flores, L. I. (2008). *Manual de Programación en Lenguaje C++*.

Miyara, F. (2000). *Conversores D/A y A/D*. Rosario, Argentina.

Vizcaino, J. R. (2007). *LabVIEW. Entorno gráfico de programación*. Alfaomega.

## Identificación algebraica de parámetros modales en sistemas mecánicos usando excitación con martillo de impacto

TRUJILLO-FRANCO, Luis \*†, SILVA-NAVARRO, Gerardo y BELTRÁN-CARBAJAL, Francisco

Recibido 08 Enero, 2017; Aceptado 12 Mayo, 2017

### Resumen

En este trabajo se presenta una técnica de identificación en línea de parámetros modales en sistemas mecánicos por medio de un esquema de estimación del tipo algebraico para el caso de análisis modal experimental con excitación del tipo impacto. El esquema propuesto se basa en herramientas matemáticas como el cálculo operacional de Mikusiński y el álgebra lineal. El esquema de identificación propuesto es evaluado de manera experimental por medio de su aplicación en una estructura tipo edificio de tres niveles con actuador piezoeléctrico adjunto una de sus columnas.

**Análisis modal, estimación de parámetros modales, identificación algebraica, sistemas de varios grados de libertad**

### Abstract

This paper presents a technique for the online identification of modal parameters in mechanical systems by means of an estimation scheme of the algebraic type for the case of experimental modal analysis with excitation of the impact type. The proposed scheme is based on mathematical tools such as the Mikusiński operational calculus and linear algebra. The proposed identification scheme is evaluated experimentally by means of its application in a three-level building-type structure with piezoelectric actuator attached one of its columns.

**Modal Analysis, modal parameters estimation, algebraic identification, multiple degrees of freedom systems**

**Citación:** TRUJILLO-FRANCO, Luis, SILVA-NAVARRO, Gerardo y BELTRÁN-CARBAJAL, Francisco. Identificación algebraica de parámetros modales en sistemas mecánicos usando excitación con martillo de impacto. Revista de Ingeniería Mecánica. 2017. 1-2: 18-24.

\* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: ltrujillo@cinvestav.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

El fenómeno vibratorio existe en la mayoría de los sistemas y estructuras presentes en la vida cotidiana. Se dice que un cuerpo o estructura vibra cuando experimenta un movimiento alternativo, de tal modo que los puntos que lo conforman, oscilan de forma periódica, cuasi-periódica o aleatoriamente en torno a sus posiciones de equilibrio, también se puede decir que es un intercambio de energía cinética y potencial en cuerpos con rigidez y masa finitas, el cual surge de una entrada de energía variante con el tiempo. El fenómeno vibratorio es comúnmente producido por desequilibrio en máquinas rotatorias (desbalance), excitación provocada por el viento o el movimiento de las piezas de las máquinas en condiciones normales de operación, o bien en las estructuras civiles a causa de los sismos. Los efectos de las vibraciones mecánicas, en el caso de los sistemas mecánicos suelen ser adversos.

Para entender, estudiar y minimizar los efectos adversos del fenómeno vibratorio, el análisis modal es una herramienta tecnológica utilizada para la determinación y optimización de las características dinámicas de las estructuras ingenieriles. El análisis modal en su forma más práctica y difundida se basa en el hecho de que la respuesta a las vibraciones de un sistema lineal e invariante en el tiempo puede ser expresada como la combinación lineal de un conjunto de movimientos armónicos simples llamados modos de vibración. Esta formulación es equivalente al uso de la transformación de Fourier que involucra una combinación también lineal de senos y cosenos para representar una forma de onda compleja, muy utilizada en el estudio del análisis de señales. Los modos de vibración son inherentes a un sistema dinámico y cada uno de los modos se describe en términos de un conjunto de parámetros propios, a saber, frecuencia natural, amortiguamiento modal y un patrón de desplazamiento característico, que puede ser real o complejo.

Si bien es cierto que existen muchas técnicas reportadas en la literatura en el tema del análisis modal existe un amplio campo de investigación en el planteamiento de nuevas técnicas que permitan obtener modelos modales adecuados a cada aplicación en particular, principalmente en el contexto de la absorción de vibraciones y el monitoreo estructural. Una aportación que se propone en este trabajo es hacer uso de las herramientas matemáticas como el álgebra lineal y el cálculo operacional de Mikusin'ski para la identificación de parámetros modales en sistemas mecánicos, con la particularidad de realizarse en el dominio del tiempo y en línea o tiempo real.

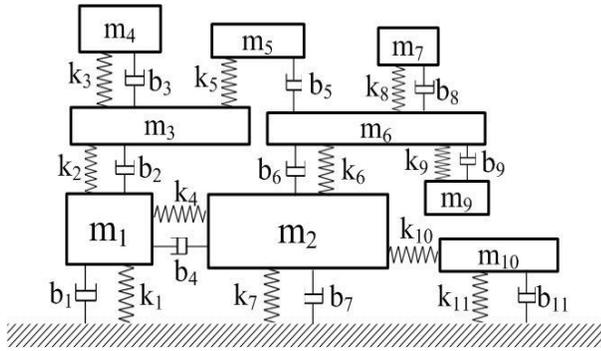
## El modelo modal

En el estudio de las vibraciones mecánicas y sus efectos en los sistemas y estructuras objeto de análisis y modelado surge la necesidad de tener un modelo matemático que permita, de una forma aceptablemente precisa, predecir su comportamiento ante las excitaciones armónicas comúnmente producidas por las condiciones normales de operación de los sistemas con el fin de mejorar su desempeño y en su caso, diseñar controladores que atenúen sus efectos negativos.

Considere el sistema mecánico de  $N$  grados de libertad, mostrado en la Figura 1, donde:  $m_i$ ,  $k_i$  y  $b_i$  denotan masa, rigidez y amortiguamiento viscoso asociado al  $i$ -ésimo grado de libertad. El modelo matemático para éste sistema mecánico flexible de  $N$  grados de libertad, en el caso de vibraciones libres, está dado por la ecuación (1).

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = 0, \quad x \in R^N \quad (1)$$

donde:  $x$  es el vector de coordenadas generalizadas o desplazamientos, además:  $M$ ,  $B$  y  $K$  son matrices simétricas de dimensiones  $N \times N$ .



**Figura 1** Sistema mecánico vibratorio

Es posible expresar el modelo matemático de la ecuación (1) en términos de coordenadas principales o modales  $q_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ , como sigue:

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = 0 \quad (2)$$

con:

$$x(t) = \Psi q(t) \quad (3)$$

Donde:  $\omega_i$  y  $\zeta_i$  son las frecuencias naturales y razones de amortiguamiento, asociadas al  $i$ -ésimo modo de vibración, respectivamente, y  $\Psi$  es la matriz modal de dimensiones  $N \times N$  formada por los eigenvectores del sistema (1).

En notación del cálculo operacional de Mikusiński, la representación de análisis modal o modelo modal del Sistema descrito por la ecuación (2) es descrito como:

$$(s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2) q_i(s) = p_{0,i} + p_{1,i} s \quad (4)$$

donde  $p_{0,i}$  son constantes que dependen de las condiciones iniciales del Sistema, generalmente desconocidas, al tiempo  $t_0 \geq 0$ .

Combinando las ecuaciones (3) y (4) y considerando que se tienen mediciones de aceleración, se tiene:

$$s^2 x_i(s) = \sum_{j=1}^n \frac{\psi_{ij} (p_{0,j} s^2 + p_{1,j} s^3)}{s^2 + 2\zeta_j \omega_j s + \omega_j^2} \quad (5)$$

Por lo tanto, las aceleraciones  $\ddot{x}_i$  están dadas por:

$$p_c(s) s^2 x_i(s) = r_{0,i} s^2 + r_{1,i} s^3 + \dots + r_{2n-2,i} s^{2n-2} + r_{2n-1,i} s^{2n-1} \quad (6)$$

con:

$$p_c(s) = s^{2n} + a_{2n-1} s^{2n-1} + \dots + a_1 s + a_0 \quad (7)$$

Donde  $p_c(s)$  es el polinomio característico del sistema y  $r_{i,j}$  son constantes que dependen de las condiciones iniciales del sistema y los componentes  $\psi_{ij}$  de la matriz modal.

Las raíces del polinomio característico de la ecuación (7) provén los factores de amortiguamiento y las frecuencias naturales amortiguadas y, por lo tanto las frecuencias naturales y las razones de amortiguamiento del sistema mecánico flexible o vibratorio. En éste trabajo, se propone un esquema de identificación algebraica en línea para la estimación en tiempo real de los coeficientes  $a_k$  del polinomio característico del sistema usando solamente alguna medición de aceleración disponible.

### Estimación algebraica en línea de parámetros modales

Considere el modelo matemático descrito por la ecuación (7), donde está disponible una variable de aceleración  $\ddot{x}_i$  para la síntesis de un esquema de identificación para la estimación de los coeficientes  $a_k$  del polinomio característico del Sistema. Más aún, considere que el Sistema es excitado por una fuerza instantánea del tipo impacto, mismo que provocará un cambio en las condiciones iniciales del Sistema, de manera que la identificación de parámetros deberá realizarse por la respuesta transitoria del mismo, evitando así el uso de complejos actuadores externos logrando una reducción en los costos de implementación.

Para evitar la diferenciación respecto del tiempo y al mismo tiempo evitar la dependencia de condiciones iniciales desconocidas, la ecuación (5) es traída de vuelta al dominio del tiempo y multiplicada por el factor  $(\Delta t)^N = (t-t_0)^N$ , e integrada por partes. La ecuación integral resultante de estas operaciones, después de  $N$  integraciones más conduce al Sistema de ecuaciones lineales:

$$\mathbf{A}(t)\boldsymbol{\theta} = \mathbf{B}(t) \quad (8)$$

Donde  $\boldsymbol{\theta} = [a_0 \ a_1 \ \dots \ a_{N-1} \ a_N]^T$  denota el vector de parámetros a ser estimados, además,  $\mathbf{A}(t)$  y  $\mathbf{B}(t)$  son matrices de dimensiones  $N \times N$  and  $N \times 1$  respectivamente con componentes dados por:

$$\begin{aligned} a_{11} &= (-1)^{2N} \int_{t_0}^{(2N)} (\Delta t)^{2N} \ddot{x}_i(t) \\ a_{12} &= \sum_{k=0}^1 (-1)^{2N-k} \frac{(2N)!(1)!}{k!(2N-k)!(1-k)!} \int_{t_0}^{(2N-1+k)} (\Delta t)^{2N-k} \ddot{x}_i(t) \\ &\vdots \\ &\vdots \\ a_{1N-1} &= \sum_{k=0}^{2N-2} (-1)^{2N-k} \frac{(2N)!(2N-2)!}{k!(2N-k)!(2N-2-k)!} \int_{t_0}^{(2+k)} (\Delta t)^{2N-k} \ddot{x}_i(t) \\ a_{1N} &= \sum_{k=0}^{2N-1} \frac{(2N)!(2N-1)!}{k!(2N-k)!(2N-1-k)!} s^{-1-k} \frac{d^{2N-k}}{ds^{2N-k}} \ddot{x}_i(s) \\ b_1 &= -\sum_{k=0}^{2N} (-1)^{2N-k} \frac{(2N)!(2N)!}{k!(2N-k)!(2N-k)!} \int_{t_0}^{(k)} (\Delta t)^{2N-k} \ddot{x}_i(t) \end{aligned} \quad (9)$$

Donde  $\Delta t = t - t_0$ , y  $\int_{t_0}^{(N)} \phi(t)$  son integrales iteradas de la forma  $\int_{t_0}^t \int_{t_0}^{\sigma_1} \dots \int_{t_0}^{\sigma_{N-1}} \phi(\sigma_N) d\sigma_N \dots d\sigma_1$  con  $\int_{t_0}^{(1)} \phi(t) = \int_{t_0}^t \phi(\sigma) d\sigma$ ,  $\int_{t_0}^{(0)} \phi(t) = \phi(t)$  y  $N$  un entero positivo.

La solución de la ecuación (8) lleva a la obtención del vector de parámetros deseados  $\boldsymbol{\theta}$ :

$$\boldsymbol{\theta} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B} = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \\ \vdots \\ \Delta_{n-1} \\ \Delta_n \end{bmatrix} \quad (10)$$

Luego, se proponen los identificadores algebraicos para los coeficientes  $a_k$  del polinomio característico sin problemas de singularidades cuando el determinante del sistema  $\Delta = \det(\mathbf{A}(t))$  es igual a cero:

$$\hat{a}_k = \frac{\int |\Delta_{k-1}|}{\int |\Delta|}, \quad k = 1, 2, \dots, 2n-1 \quad (11)$$

Así, es posible implementar los identificadores algebraicos definidos en la ecuación (11) usando solamente una señal de aceleración  $\ddot{x}_i$ , en un sistema mecánico dado de algún grado de libertad disponible. A partir de los coeficientes  $\hat{a}_k$  es posible encontrar las raíces del polinomio característico como sigue:

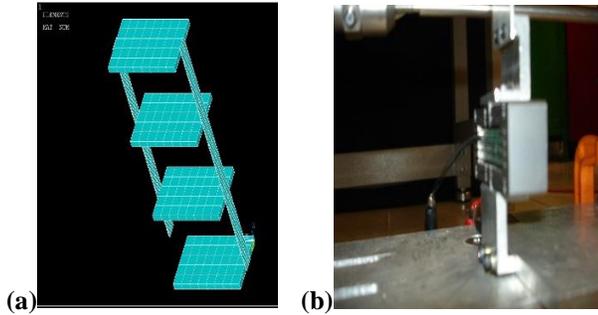
$$\lambda_i = \sigma_i + j\omega_{di}, \quad \lambda_i^* = \sigma_i - j\omega_{di}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (12)$$

Donde  $\sigma_i$  y  $\omega_{di}$  son estimados de los factores de amortiguamiento y las frecuencias naturales del sistema mecánico respectivamente, dados por:

$$\omega_{ni} = \sqrt{\sigma_i^2 + \omega_{di}^2}, \quad \zeta_i = -\frac{\sigma_i}{\sqrt{\sigma_i^2 + \omega_{di}^2}} \quad (13)$$

### Caso de estudio.

La planta experimental consiste en una estructura de tres pisos o niveles como la mostrada en la Figura 1, que consta de tres placas de aleación de aluminio unidas por dos columnas de aluminio flexibles. Aquí  $x_i$ ,  $i = 1, 2, 3$  son los desplazamientos de 3 masas que representan los pisos o grados de libertad de la estructura, respectivamente. Las columnas se modelan como resortes de flexión con rigidez equivalente  $k_i$  y los coeficientes de amortiguamiento estructural  $b_i$  se consideran del tipo proporcional o amortiguación de Raleigh.

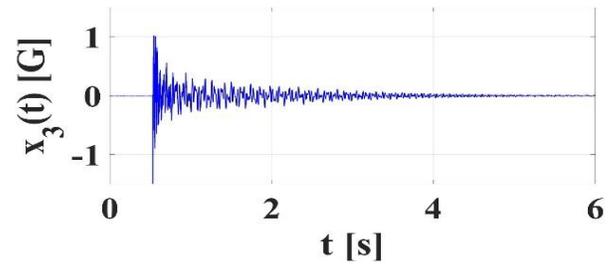


**Figura 2** Plataforma experimental: (a) modelo de elemento finito y (b) detalle actuador piezoeléctrico

El actuador piezoeléctrico mostrado den la Figura 2 (b) es utilizado para la implementación de esquemas de absorción activa de vibraciones, en este estudio solo estamos interesados en la identificación de parámetros modales de la estructura tipo edificio sin aplicar por el momento ninguna ley de control o esquema de absorción de vibraciones. En el tercer nivel de la estructura se ha montado un acelerómetro, de manera que es posible implementar el esquema de identificación propuesto por medio del procesamiento de ésta señal en específico.

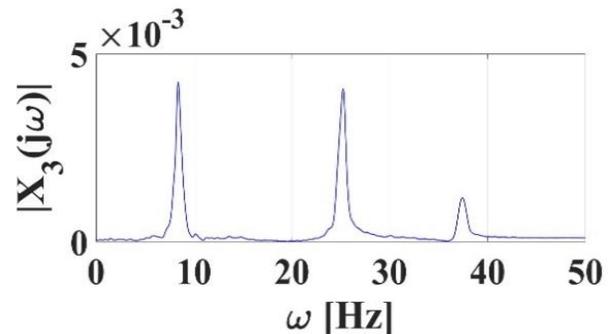
La adquisición de datos se lleva a cabo por medio de un microcontrolador del tipo ARM, tomando muestras con una frecuencia precisamente fija de 1 KHz con una resolución de conversión análoga digital de 12 bits, el sistema cuenta con comunicación vía USB con Matlab® simulynk® para la solución de los cálculos complejos como el sistema de ecuaciones (8) y el cálculo de las raíces del polinomio característico.

La Figura 3 muestra la respuesta la aceleración en el tercer piso proveniente de una excitación con martillo de impacto. Es posible verificar la respuesta en vibraciones libres y el decaimiento exponencial de la señal de aceleración.



**Figura 3** Respuesta del sistema a la excitación tipo impacto

En la Figura 4 se muestra la función de respuesta en frecuencia del sistema, obtenida del procesamiento de la señal en el dominio del tiempo mostrada en la Figura 3, es posible notar que la estructura presenta una respuesta muy poco amortiguada y presenta tres modos dominantes en la dirección en que fue aplicada la excitación con martillo de impacto, en este caso el eje lateral.



**Figura 4** Función de respuesta en frecuencia

El diagrama de Nyquist correspondiente a la función de respuesta en frecuencia es mostrado en la Figura 5, este diagrama permite observar los lóbulos cuasi circulares característicos del comportamiento de una estructura predominantemente lineal. De manera que es posible concluir de manera técnica y experimental que el sistema trabaja en la región lineal de su respuesta dinámica y es posible aplicar de manera confiable los esquemas de identificación de parámetros modales para la validación del identificador algebraico propuesto.

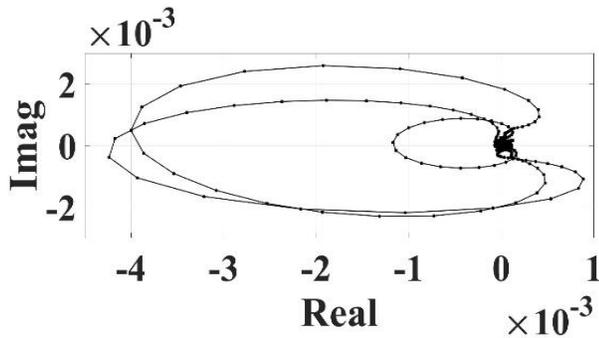


Figura 4 Diagrama de Nyquist del sistema

El desempeño del identificador algebraico implementado se muestra en las Figuras 5 y 6, donde se muestran las estimaciones en línea de las frecuencias naturales (Figura 5) y los factores de amortiguamiento (Figura 6). Es importante tomar en consideración que el instante  $t_0$  en el que arranca la identificación de parámetros modales corresponde a aquel en que se aplica al sistema la excitación con martillo de impacto y corresponde al origen en dichas gráficas. La estimación de los parámetros modales lleva apenas 500 milisegundos aproximadamente, periodo de tiempo muy corto, tomando en consideración que se realizan cálculos de las raíces del polinomio característico del sistema.

La Tabla 1 muestra los resultados de la identificación de parámetros modales en línea y su comparación con los obtenidos al aplicar la técnica fuera de línea *Peak Picking* o método de la potencia media, es importante mencionar que ésta técnica en particular goza de gran aceptación y tiene un uso muy difundido en la estimación de parámetros modales debido a la simplicidad de su implementación en sistemas poco amortiguados.

Parámetro	Peak picking	Algebraico	% diferencia
$\omega_{n1}$ [Hz]	7.5	7.78	3.73
$\omega_{n2}$ [Hz]	24.14	23.32	3.39
$\omega_{n3}$ [Hz]	33.94	35.43	4.3
$\zeta_1$	0.086	0.079	8.1
$\zeta_2$	0.017	0.02	17.64
$\zeta_3$	0.0118	0.01	15.25

Tabla 1 Resultados de la estimación algebraica en línea de parámetros modales

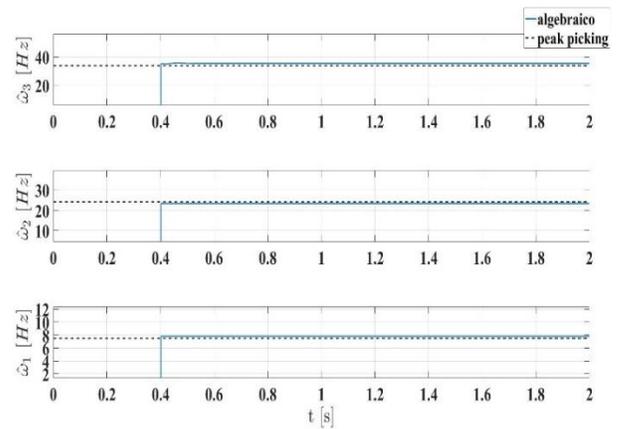


Figura 5 Estimación en línea de las tres primeras frecuencias naturales

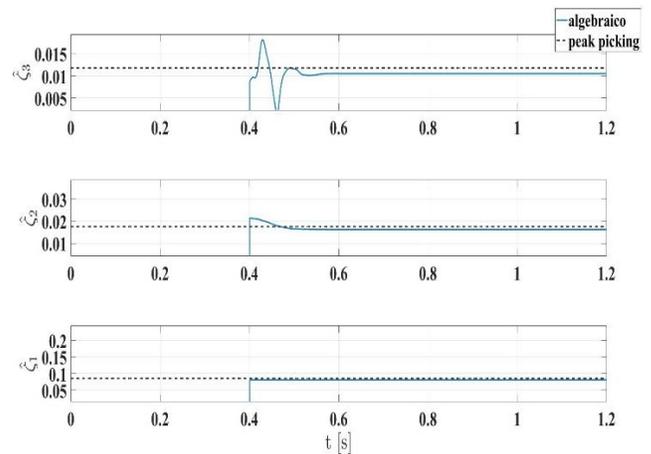


Figura 6 Estimación en línea de los tres factores de amortiguamiento

## Conclusiones

Se propone un enfoque de identificación algebraica para la estimación en línea de las frecuencias naturales y relaciones de amortiguamiento para sistemas mecánicos lineales o predominantemente lineales de múltiples grados de libertad. Los valores de los coeficientes del polinomio característico del sistema mecánico se calculan en primer término en tiempo real y luego se obtienen los parámetros modales. En el proceso de diseño, hemos considerado que solo se dispone de mediciones de alguna variable de salida de aceleración para la implementación del esquema de identificación.

La identificación algebraica de parámetros modales en línea se probó para un sistema mecánico consistente en una estructura tipo edificio excitado con martillo de impacto. En general, los resultados experimentales muestran un desempeño satisfactorio del enfoque de identificación propuesto con estimaciones rápidas y efectivas tomando en consideración el tiempo de cómputo necesario para la realización de los cálculos implicados.

### Referencias

Beltrán-Carbajal, F., Silva-Navarro, G. and Trujillo-Franco, L. G. (2014). *Evaluation of On-Line Algebraic Modal Parameter Identification Methods*. En Topics in Modal Analysis II, Volume 8: Proceedings of the 32nd IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2014(145-152). Bethel, CT, USA: Springer International Publishing

C.W. De Silva. (2000). *Vibration, fundamentals and practice*. New York: CRC press Boca Raton.

Jimin He and Zhi-Fang Fu. (2001). *Modal Analysis*. Gran Bretaña: Oxford Imprint Butterworth-Heinemann.

## Análisis termohidráulico de bobinas en capas en transformadores eléctricos de distribución mediante CFD

PÉREZ, Eduardo \*†, RESÉNDIZ, Celerino, PIÑÓN, Oscar, RODRÍGUEZ, Mario

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

Recibido 08 Febrero, 2017; Aceptado 15 Abril, 2017

### Resumen

El análisis termohidráulico de un transformador eléctrico de distribución trifásico de 3000 KVA con devanado en capas realizado en este trabajo ayudará a determinar mediante simulación numérica, el campo del flujo de fluido en los ductos de enfriamiento y distribución de temperaturas dentro de las bobinas. Los valores de temperatura obtenidos se utilizan para mejorar el diseño del transformador estudiado reduciendo así costos en los materiales de construcción. Se propone analizar solo un conjunto de devanados compuesto por un devanado de baja tensión y otro de alta tensión, así como también parte del núcleo, realizando simplificaciones en la geometría para poder efectuar un análisis en dos dimensiones y así reducir el costo computacional y la complejidad del estudio. Se considera que las propiedades físicas del fluido son función de la temperatura. Mediante la solución numérica con ANSYS FLUENT© de las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía en estado estacionario, se obtuvieron resultados aceptables en la determinación de los valores y ubicación de temperaturas más críticas dentro las bobinas tales como la del punto más caliente. Los resultados obtenidos concuerdan con resultados experimentales realizados en laboratorio.

### Transformador de distribución, punto caliente, simulación térmica, flujo de fluido, CFD

#### Abstract

The thermohydraulic analysis in a three-phase 3000 KVA distribution transformer with winding layers performed in this research will help to determine, by numerical simulation, the fluid flow field in the cooling ducts and the temperature distribution within the windings. The obtained temperature values can be employed to improve the design of the transformer under study thereby reducing costs for building materials. It is proposed to analyze only one set of windings as well as just a part of the core. This set consists of only one low voltage winding and another of high voltage. Simplifications are made in the geometry in order to be able to perform a two dimensional analysis thereby reducing the computational cost and complexity of the study. The physical properties of the fluid are considered to be a function of temperature. By numerically solving with ANSYS FLUENT© the momentum, energy and mass conservation equations in steady state, acceptable results were obtained in determining the location and values of critical temperatures within the windings, such as the hot spot. The obtained results agree well with experimental results obtained in laboratory.

### Distribution transformer, hot spot, thermal simulation, fluid flow, CFD

**Citación:** PÉREZ, Eduardo, RESÉNDIZ, Celerino, PIÑÓN, Oscar y RODRÍGUEZ, Mario. Análisis termohidráulico de bobinas en capas en transformadores eléctricos de distribución mediante CFD. Revista de Ingeniería Mecánica. 2017. 1-2: 25-33.

\* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: edperzc\_@hotmail.com)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Un transformador es un dispositivo estático que transfiere energía eléctrica de un circuito a otro por inducción electromagnética sin la necesidad de estar unidos físicamente. Su implementación es fundamental ya que permite el uso de corriente alterna para la transmisión y distribución de energía eléctrica (S.V.Kulkarni, 2004). Dentro del transformador se genera un aumento de temperatura debido principalmente a la potencia eléctrica transferida a través de él. La ubicación de la temperatura más alta en los devanados del transformador se llama “el punto más caliente” y es de gran interés, ya que aquí es en donde se lleva a cabo la mayor degradación térmica del sistema de aislamiento del transformador. La temperatura en el punto más alto del aceite, y la temperatura del punto más caliente en las bobinas son parámetros utilizados para los cálculos térmicos (H.Harlow, 2004).

Debido a que en la actualidad el cálculo de temperaturas en el transformador se lleva a cabo utilizando procedimientos indicados en normas los cuales han sido desarrollados mediante pruebas un tanto empíricas, éstos en la mayoría de los casos ofrecen datos alejados de los valores reales medidos en pruebas de laboratorio (IEEE, 2010). Estos valores de temperatura son de importancia para el diseño térmico del transformador ya que están directamente relacionados con sus dimensiones y, por consiguiente, impactan directamente con la cantidad de material utilizado para su construcción.

Generalmente los transformadores son sobre-diseñados debido a que algunas empresas no cuentan con una metodología que les permita determinar de manera mas cercana a la realidad los principales valores de estas temperaturas dentro del transformador.

Los fabricantes realizan pruebas térmicas para corroborar que los equipos operen dentro de los valores de temperatura indicados por la norma, pero esto solo es posible una vez que el equipo esta totalmente construido. Es solo después de esto que se puede realizar algún ajuste al diseño térmico del transformador si así se requiere.

El análisis del flujo de fluido y distribución de temperatura en un transformador con devanados en capas, considerando el conductor y el aislamiento de éste, mediante una herramienta computacional como lo es ANSYS FLUENT© permite determinar de manera más precisa el comportamiento termohidráulico del aceite y conductores del transformador, en comparación con los procedimientos indicados en normas.

En éste trabajo se describen las principales características del transformador analizado y la metodología utilizada para llevar acabo la simulación numérica, así como el análisis de resultados obtenidos.

## Nomenclatura

$C_p$	Calor específico a presión constante
$k$	Conductividad termica
$Q_{AT}$	Pérdidas en la bobina de alta tensión
$Q_{BT}$	Pérdidas en la bobina de baja tensión
$Q_N$	Pérdidas en el núcleo
$T$	Temperatura en Kelvin
$T_e$	Temperatura de entrada del fluido
$v_e$	Velocidad de entrada del fluido
$\rho$	Densidad
$\mu$	Viscosidad

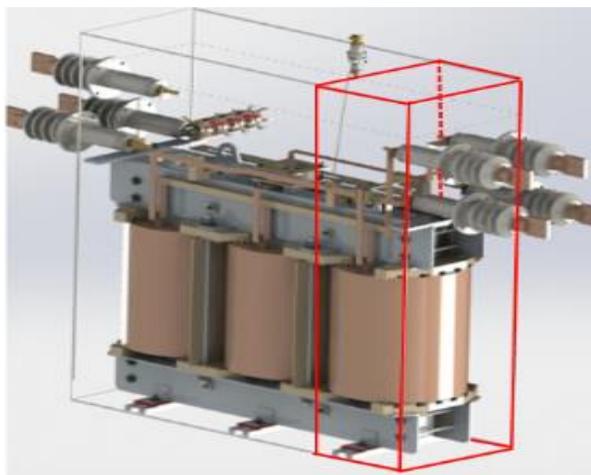
## Características del transformador

El transformador utilizado para el estudio es un transformador de distribución trifásico con devanado en capas de 3000 KVA (Figura 1), con enfriamiento ONAN (Oil Natural Air Natural); el núcleo es tipo columna.



**Figura 1** Transformador de distribución con devanado en capas, 3000 KVA

Se consideró únicamente parte del núcleo, un conjunto de bobinas, bobina de baja tensión (BT) y bobina de alta tensión (AT), el papel aislante entre capas, y el tanque contenedor (Figura 2). Es importante resaltar que los radiadores no fueron considerados para este estudio.

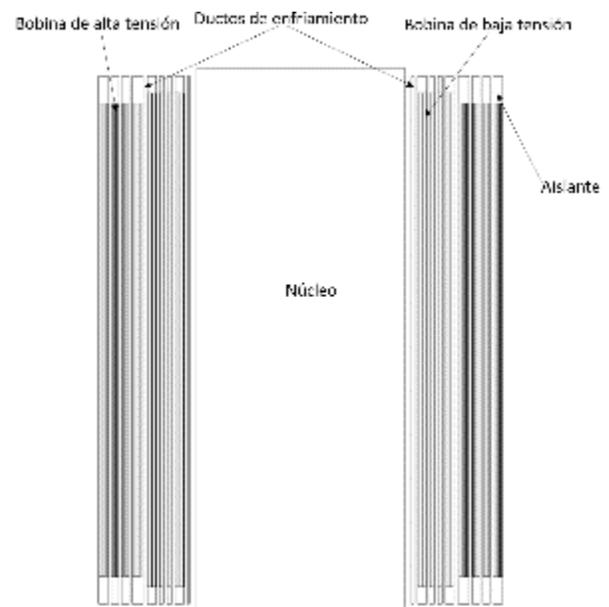


**Figura 2** Sección del transformador considerada para el estudio

Las capas de la bobina, tanto la de baja tensión, como la de alta tensión están separadas por ductos de enfriamiento axiales los cuales permiten el paso del aceite refrigerante de la parte inferior del tanque a la parte superior. El núcleo también está separado de la bobina de baja tensión para permitir el paso del aceite.

## Modelo CFD

El modelo CFD en dos dimensiones (2D) utilizado fue construido a partir de un corte transversal de un conjunto de bobinas, tanque y núcleo, con las características mostradas en la Figura 3. En el caso de las bobinas se consideraron como capa la sección separada por el aislante de forma axial y por cada ducto de enfriamiento con el fin de simplificar la geometría.



**Figura 3** Características del modelo CFD en 2D

En la figura 3 se observan los diferentes componentes del transformador tomados en cuenta para hacer el modelo en 2D.

## Ecuaciones de gobierno

El flujo de fluidos está gobernado por tres leyes de conservación fundamentales, conservación de masa, momento y energía. La formulación matemática de estas leyes conduce a las ecuaciones de gobierno para el flujo de fluido y estas pueden estar en forma diferencial (ecuaciones (1), (2) y (3)) o integrale.

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\rho(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\vec{V} C_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q \quad (3)$$

En la ecuación (3) Q representa las pérdidas en el transformador.

## Propiedades de los materiales

Las propiedades del aceite se consideran como función de la temperatura, las cuales son tomadas de trabajos anteriores (N. El Wakil, 2006) y están representadas por las ecuaciones (4) a (7).

$$\rho(T) = 1098.72 - 0.72T \quad (4)$$

$$k(T) = 0.1509 - 7.101e^{-5}T \quad (5)$$

$$C_p(T) = 807.163 + 3.58T \quad (6)$$

$$\mu(T) = 0.08467 - 0.0004T + 5e^{-7}T^2 \quad (7)$$

Las propiedades físicas de los demás materiales utilizados en la simulación se indican en las Tablas 1, 2 y 3. Sobre un intervalo de temperatura de 100 a 200 °C la variación de la conductividad térmica de los materiales no es tan grande, es del orden de entre el 5 y 10 % y está justificado suponer valores constantes para simplificar soluciones a los problemas (Holman, 1999).

Cobre	
$\rho$	8978 kg/m <sup>3</sup>
$C_p$	381 J/kg · K
$k$	387.6 W/m · K

**Tabla 1** Propiedades del cobre

Aislante	
$\rho$	930 kg/m <sup>3</sup>
$C_p$	1340 J/kg · K
$k$	0.18 W/m · K

**Tabla 2** Propiedades del aislante

Acero	
$\rho$	7900 kg/m <sup>3</sup>
$C_p$	450 J/kg · K
$C_p$	50 W/m · K

**Tabla 3** Propiedades del acero

Para el análisis se hicieron las siguientes consideraciones:

- El sistema de enfriamiento del transformador es del tipo ONAN lo que indica que el enfriamiento del transformador se realiza de manera interna por convección natural entre el fluido y las paredes de los componentes internos y las paredes del tanque
- El flujo del aceite se considera laminar debido a que el aceite es incompresible y se mueve a baja velocidad.
- Las pérdidas generadas en los devanados y en el núcleo del transformador se consideran uniformemente distribuidas.
- El análisis se realiza en estado estable.
- No se incluyen efectos de radiación termica.

Las condiciones de frontera utilizadas para la simulación se muestran en la Tabla 4.

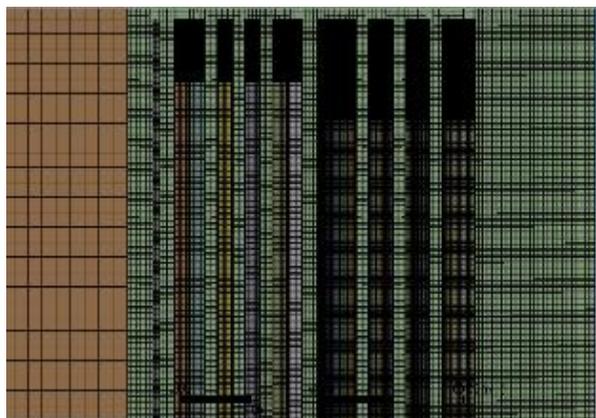
$v_e$	0.003 m/s
$T_e$	323.25 K
$Q_{BT}$	168603 W/m <sup>3</sup>
$Q_{AT}$	126624 W/m <sup>3</sup>
$Q_N$	13338 W/m <sup>3</sup>

**Tabla 4** Condiciones de frontera

## Mallado

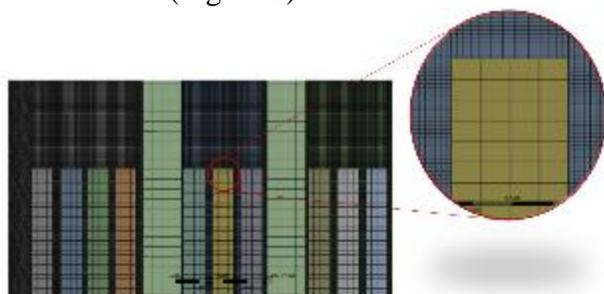
El mallado estructurado tiende a ser más regular geoméricamente hablando ya que este tipo de malla se liga a los elementos cuadriláteros en 2D lo que ayuda a alcanzar más rápido la convergencia y la resolución de resultados es mejor. Es importante mencionar que este tipo de mallado requiere que se invierta más tiempo para mallar geometrías.

Debido a que la geometría no contiene curvas se utilizó una malla estructurada como se muestra en la Figura 4.



**Figura 4** Características del modelo CFD en 2D

Se obtuvo una malla no conformada compuesta principalmente de cuadriláteros debido a la existencia de diversos cuerpos en la geometría modelada. Este tipo de malla permite refinar las zonas de interés o que requieren mayor detalle debido a sus dimensiones como el aislante entre capas y los ductos de enfriamiento (Figura 5).



**Figura 5** Malla estructurada entre conductor y aislante

En la Tabla 5 se muestran las principales características de la malla.

Malla	
Número de nodos	7749496
Número de elementos	7,302,381
Calidad de elemento	0.96
Oblicuidad	0.011
Ortogonalidad	0.99

**Tabla 5** Características del mallado

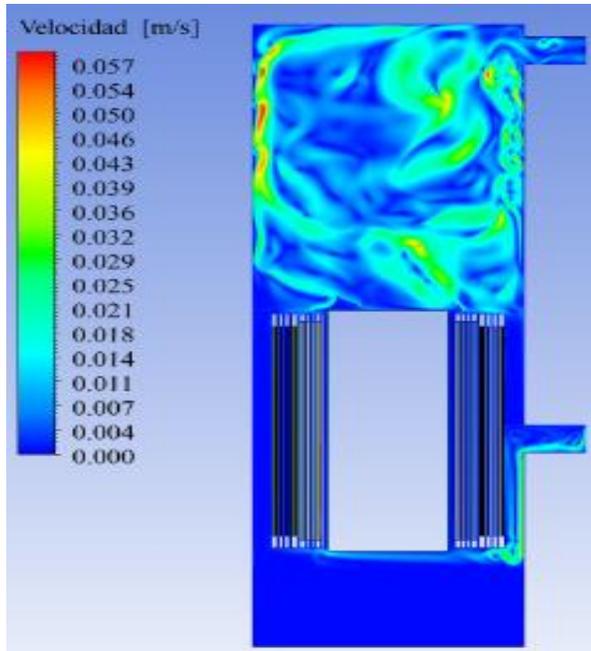
## Análisis de resultados

Los resultados que se muestran a continuación se obtuvieron después de realizar 3000 iteraciones sobre 7,302,381 celdas en 4 horas 30 minutos de procesamiento.

En la Figura 6 se muestran los contornos de velocidades del fluido dentro del transformador. Se observa que el fluido fluye como se espera en el proceso de transferencia de calor por convección natural.

Al entrar al transformador el aceite comienza a bajar debido a que su densidad es mayor que la del fluido que se encuentra en contacto con las bobinas del transformador, lo que produce que el aceite con mayor densidad desplace al aceite de menor densidad debido al aumento de temperatura de éste al absorber el calor generado en el conjunto de bobinas produciendo así un fenómeno denominado termosifón.

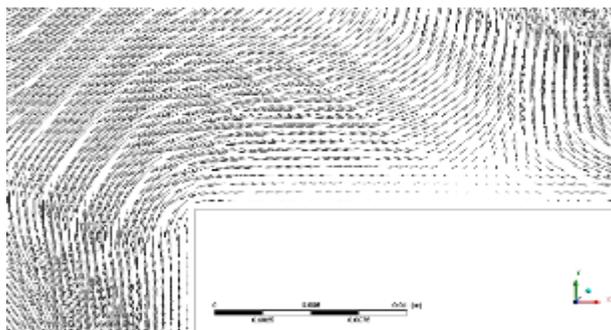
Gracias a este fenómeno el aceite recircula de manera natural entre los componentes internos del transformador y sus radiadores.



**Figura 6** Contorno de velocidades del aceite del transformador

El comportamiento del fluido concuerda con el descrito en trabajos de investigación similares realizados anteriormente en los que los autores mencionan que en la parte superior el aceite tiende a tener zonas de recirculación y en la parte inferior zonas de estancamiento (Jon Gastelurrutia, 2011) (Campos, 2012).

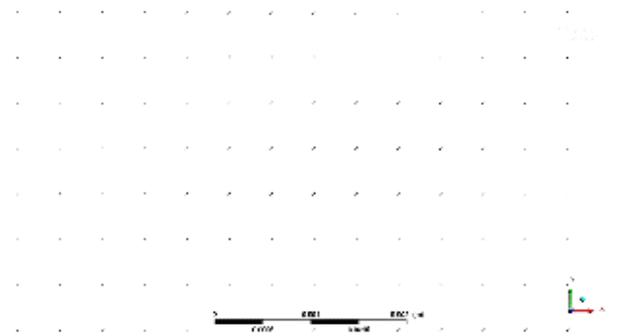
En la Figura 7 se puede observar que parte del fluido no entra a los radiadores y recircula hacia la parte de abajo del tanque nuevamente.



**Figura 7** Zona de recirculación del aceite en la salida del transformador

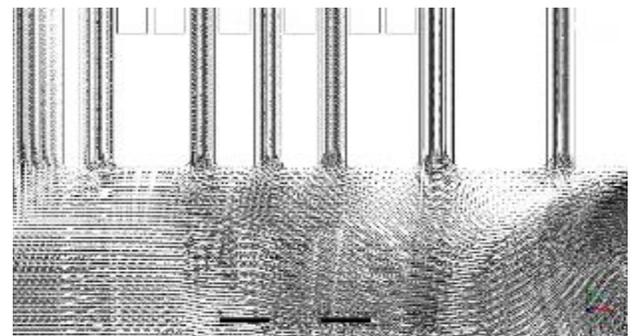
Esto se puede deber a que la salida del aceite está muy alejada de las bobinas y el núcleo por lo que el aceite pierde temperatura al entrar en contacto con las paredes del tanque y parte de la entrada a los radiadores ya que estas se encuentran en contacto con el medio ambiente y por consiguiente su temperatura es menor.

La Figura 8 muestra el comportamiento del fluido en la parte inferior del transformador, y como se observa en esta parte el aceite se encuentra prácticamente estancado, es decir el desplazamiento hacia la parte superior es casi nulo.

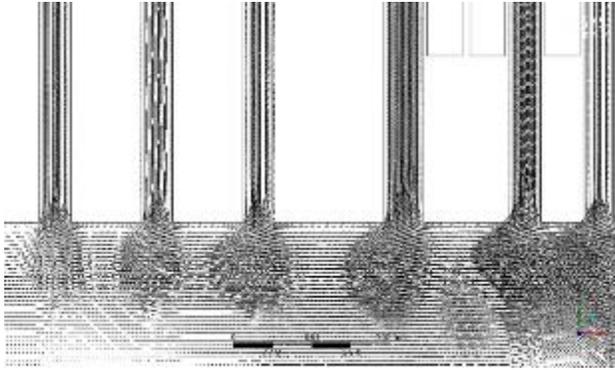


**Figura 8** Zona de aceite estancado en la parte inferior del tanque

El aceite que entra a las bobinas del lado derecho en donde se encuentra la entrada del aceite al tanque se puede observar en la figura 9 mientras que el que entra del lado opuesto se observa en la figura 10.



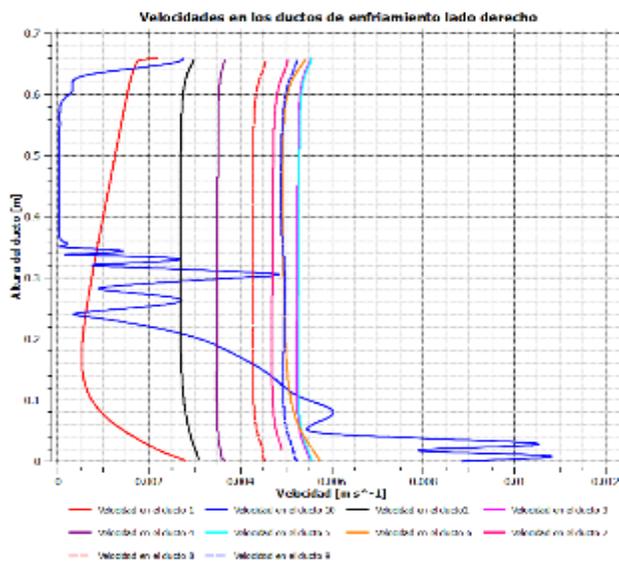
**Figura 9** Entrada del aceite a los ductos de enfriamiento de las bobinas lado derecho



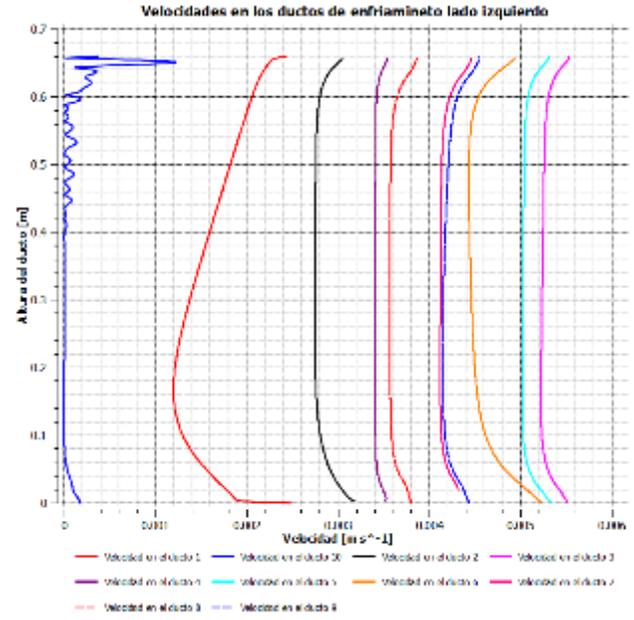
**Figura 10** Entrada del aceite a los ductos de enfriamiento de las bobinas lado izquierdo

Se puede ver que el fluido dentro de los ductos es completamente laminar y que no hay flujo en reversa debido a que la transferencia de calor de las paredes de la bobina al fluido es constante por la generación de calor.

En la Figura 11 se pueden observar las velocidades de los ductos de enfriamiento internos de las bobinas del transformador, siendo 0.0055 m/s la mayor velocidad dentro de las bobinas. El Comportamiento observado en el ducto 10 se debe a que se encuentra en la entrada del fluido al transformador es decir es la separación entre la bobina de alta tensión y la pared del tanque.



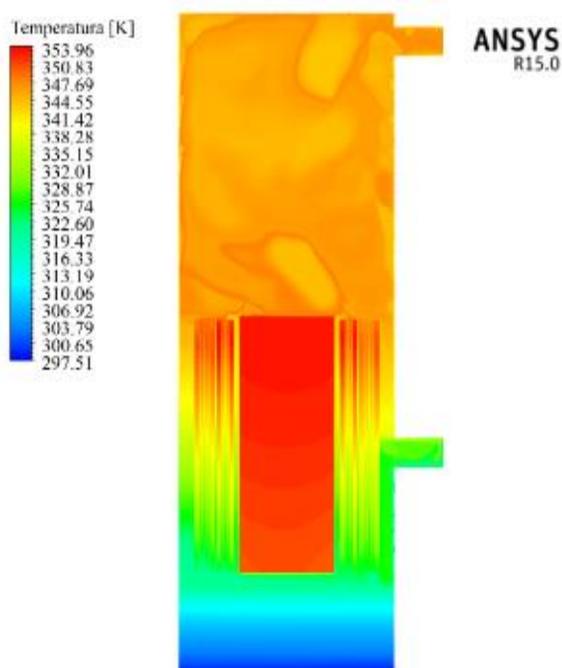
**Figura 11** Velocidades en los ductos de enfriamiento lado derecho



**Figura 12** Velocidades en los ductos de enfriamiento lado izquierdo

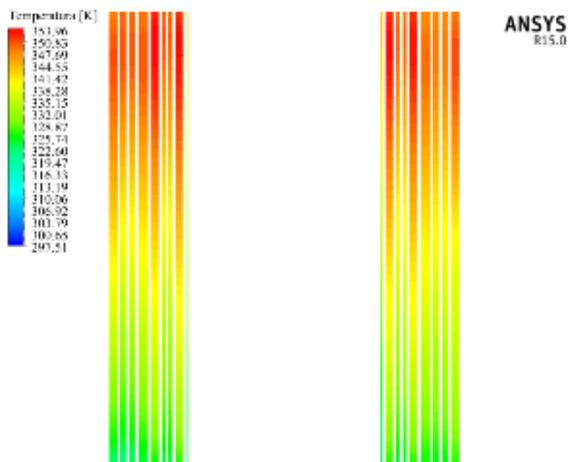
En la Figura 12 las velocidades de los ductos de enfriamiento internos de las bobinas del transformador son más uniformes al estar alejadas de la entrada del aceite. Esto es más visible en el ducto 10 en donde la curva de velocidad del fluido es más uniforme.

En la Figura 13 se pueden apreciar los contornos de temperatura en los componentes del transformador así como en el fluido. Se observa que los componentes más calientes son las capas de las bobinas y el núcleo, además que en la parte inferior del fluido la temperatura es menor que la temperatura a la que entra el aceite al transformador.



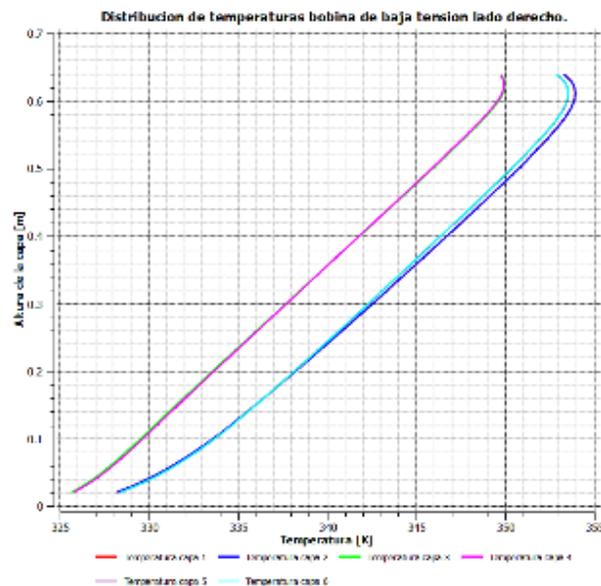
**Figura 13** Contornos de temperatura en el transformador

En la figura 14 se observa cómo es la distribución de temperaturas a lo largo de las capas de cobre de las bobinas de alta y de baja tensión.



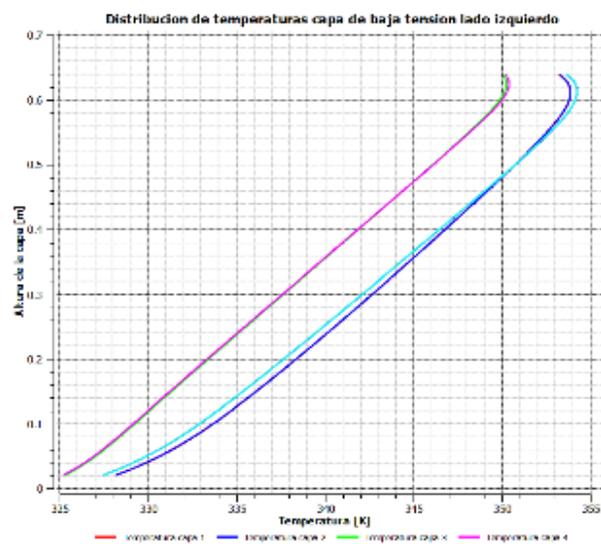
**Figura 14** Contornos de temperatura de las bobinas de baja y alta tensión

En la Figura 15 se encuentran representadas las temperaturas de la bobina de baja tensión, pero solo de la sección del lado derecho.



**Figura 15** Distribución de temperaturas bobina de baja tensión lado derecho

La razón de graficar ambos lados de la misma bobina es debido a que el transformador tiene los radiadores de un solo lado, y se espera observar el impacto que esto tiene en la temperatura de las bobinas.



**Figura 16** Distribución de temperaturas bobina de baja tensión lado izquierdo

Como se puede comprobar en la Figura 16 la temperatura más alta en las bobinas se encuentra en la bobina de baja tensión, específicamente del lado izquierdo (354.23 K). Esto es razonable debido a que de este lado del transformador no hay entrada de fluido.

Como se mencionó anteriormente algunos de los resultados obtenidos, se compararon con otros trabajos similares previamente realizados (Campos, 2012) (Jon Gastelurrutia J. C., 2011). Pero también se compararon con datos experimentales obtenidos en laboratorio como es el caso de la temperatura del aceite en la parte superior del tanque. En el laboratorio se obtuvo una temperatura de 342.95 K y la obtenida mediante simulación es de 344.7 K con lo cual tenemos un error del 0.5 % aproximadamente en este valor.

También mediante termografías tomadas a transformadores con características similares se puede observar que la distribución de temperaturas es acorde a la obtenida.

## Conclusiones

El uso de la herramienta ANSYS © Fluent permite determinar con mayor certidumbre el comportamiento termohidráulico del transformador, lo cual es de gran utilidad ya que no es necesario construir el equipo para poder realizar las pruebas correspondientes. Esto se traduce en ahorro de tiempo y sobre todo ayudará a los diseñadores a tener valores de temperatura más cercanos a la realidad que los obtenidos mediante pruebas empíricas o procedimientos indicados en normas.

Lo anterior ayudará al ahorro en ahorro de materiales de construcción como acero, papel aislante y líquido aislante dieléctrico. También tendrá un impacto en las mismas dimensiones del transformador. Esto finalmente se traduce en menores costos de producción.

## Agradecimiento

Los autores agradecen el apoyo recibido por la compañía WEG-Voltran ubicada en la Zona Industrial Tizayuca, Hidalgo, por la facilitación de información para la elaboración del presente proyecto.

## Referencias

- Campos, A. R. (2012). Simulation of a distribution transformer. *WSEAS TRANSACTIONS on FLUID MECHANICS*, 7.
- H.Harlow, J. (2004). *Electric Power Transformer Engineering*. United States of America: CRC Press LLC.
- Holman, J. (1999). *Transferencia de Calor*. México: CECSA.
- IEEE. (2010). IEEE Std C57.12.90™-2010. IEEE Standard Test Code for Liquid-Immersed Distribution, Power and Regulating transformer. New York, USA.
- Jon Gastelurrutia, J. C. (2011). Numerical modelling of natural convection of oil inside distribution transformers. *Applied Thermal Engineering*(31), 493e505.
- Jon Gastelurrutia, J. C. (2011). Numerical modelling of natural convection of oil inside distribution transformers. *Applied Thermal Engineering*, 31, 493e505.
- N. El Wakil, N.-C. C. (2006). Numerical study of heat transfer and fluid flow in a power transformer. *International journal of Thermal Sciences*(45), 615-626.
- S.V.Kulkarni, S. (2004). *Transformer Engineering Design and Practice*. New York: MARCEL DEKKER,INC.
- Tello, A. R. (2009). Modelo para el diseño térmico-hidráulico de un transformador de distribución eléctrico . México, D.F.

## Diseño de un rotor eólico tipo Darrieus helicoidal

MENDOZA-CERÓN, Nuria \*† & RODRÍGUEZ-CASTILLO, Mario E

*Instituto Tecnológico de Pachuca, División de Estudios de Posgrado e Investigación, Carr. México-Pachuca Km. 87.5 Col. Venta Prieta, CP 42080, Pachuca, Hgo. México.*

Recibido 08 Enero, 2017; Aceptado 12 Marzo, 2017

### Resumen

Con el propósito de mejorar el auto arranque de las turbinas eólicas, este trabajo se centro en diseñar una turbina de viento de eje vertical (VAWT por sus siglas en inglés) tipo Darrieus helicoidal. El álabe es el componente más importante de un aerogenerador ya que controla el rendimiento de una turbina y el diseño de otros componentes. El diseño del rotor consiste en tres palas con una inclinación de 47°. Para el diseño de concepto de la pala con un perfil simétrico se utiliza la teoría de BEM para el modelo analítico y software comercial ANSYS para el modelado numérico que se presenta en esta investigación. Los parámetros de diseño como solidez de la hoja, la relación de aspecto, el coeficiente de presión entre otros se determinan con el objetivo de obtener una potencia de salida de 3 kW y el diseño de la pala se analizó en condiciones de viento relativamente alto donde se determinan los valores máximos de las fuerzas aerodinámicas y centrífugas. El diseño se optimizó para alcanzar la resistencia estructural, es decir, la reducción de esfuerzos y tensiones.

**Darrieus helicoidal, rotor eólico, VAWT, energía eólica**

### Abstract

In order to improve the self-starting of wind turbines, this work focused on designing a vertical axis wind turbine (VAWT) type Darrieus helicoidal. The blade is the most important component of a wind turbine that controls the performance of a turbine and the design of other components. The rotor design consists of three blades with an inclination of 47 °. For the concept design of the blade with a symmetrical profile, the BEM theory is used for the analytical model and ANSYS commercial software for the numerical modeling presented in this research. Design parameters such as sheet strength, aspect ratio, pressure coefficient, among others were determined in order to obtain an output power of 3 kW and the blade design was analyzed in relatively high wind conditions where the maximum values of the aerodynamic and centrifugal forces are determined. The design was optimized to achieve structural strength, i.e., reduction of stresses.

**Helical Darrieus, wind rotor, VAWT, wind energy**

**Citación:** MENDOZA-CERÓN, Nuria & RODRÍGUEZ-CASTILLO, Mario E. Diseño de un rotor eólico tipo Darrieus helicoidal. Revista de Ingeniería Mecánica. 2017. 1-2: 34-41.

\* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: nuriamendezac@hotmail)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

Hoy en día se ha buscado el desarrollo de tecnologías que sean agradables con el medio ambiente debido a los problemas presentados por la creciente contaminación y sus derivados. Los recursos energéticos comunmente empleados son el petróleo, gas y carbón sin embargo son recursos limitados con una producción costosa asimismo ayudan al incremento de la contaminación del planeta. Por ello se han buscado alternativas de producción de energía provenientes de los recursos naturales de los cuales se puedan recurrir de manera permanente sin ocasionar un impacto al ambiente.

Esto es gracias a la ausencia de producción de gases de efecto invernadero como el dióxido de carbono. Las energías renovables comparadas con la energía conveccional tienen un papel decisivo en el combate contra el cambio climático.

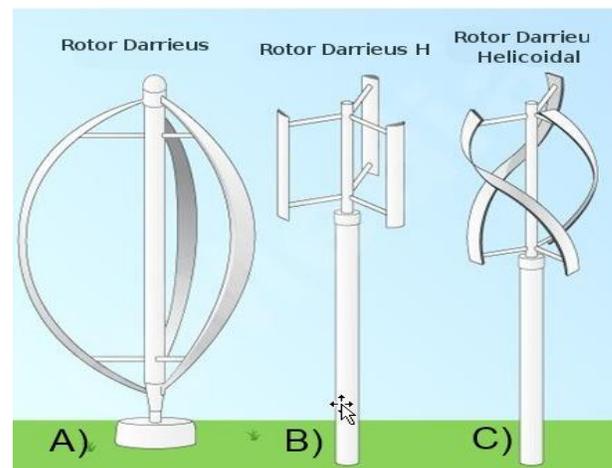
Entre las energías renovables se encuentran la energía eólica, geotérmica, hidroeléctrica, solar, mareomotriz entre otras aunque la principal fuente es el sol. La energía eólica ha tenido gran desarrollo debido a su bajo costo de producción.

El uso del viento como fuente de energía, ha tenido lugar desde la antigüedad, pero no fue hasta el siglo XX que incremento su utilidad. La generación de electricidad a partir de la energía eólica está aumentando rápidamente en todo el mundo sobretodo en europa, y continuará con la misma tendencia en un futuro cercano.

Por otro lado la continua búsqueda de soluciones por parte de las potencias mundiales en conjunto con otros países han decidido hacer frente a la problemática del cambio climático optando por el uso de energías renovables como

una solución benéfica.

Dentro de la gama de aerogeneradores de eje vertical, el rotor Darrieus ha sido uno con más desarrollo tecnológico. Este fue inventado por el ingeniero francés: George Jeans Mary Darrieus en 1931 en Estados Unidos. Su patente incluye dos tipos de rotores: el de palas curvas (Figura 1-A) y palas rectas (Figura 1-B) como se observa en la figura. Por sus características y condiciones de trabajo lo convierten en un rotor óptimo para la generación de energía a pequeña escala, a un bajo costo de instalación y mantenimiento relativamente fácil.



**Figura 1** Generadores de eje vertical tipo Darrieus

Los rotores Darrieus de palas helicoidales (Figura 1-C) son una variante del de palas rectas pero con la ventaja de captar mejor el viento a comparación del de palas rectas debido a la curvatura que presenta álabes.

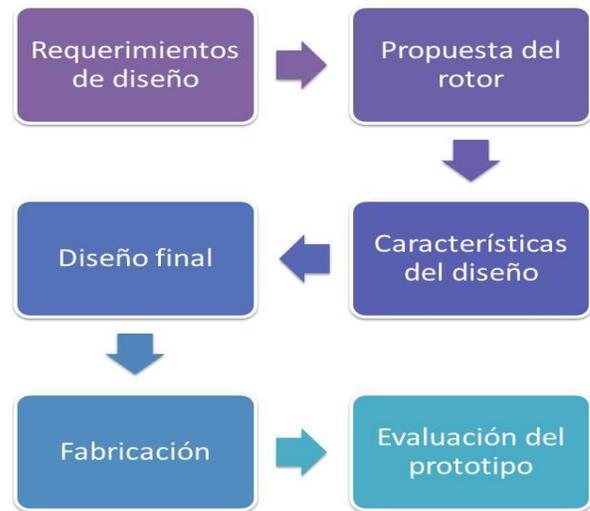
El objetivo principal de este trabajo fue, diseñar un generador eólico de eje vertical tipo Darrieus de palas helicoidales con una capacidad aproximada a los 3KW, el cual se situará dentro de las instalaciones del Tecnológico de Pachuca.

**Nomenclatura**

- A Área de barrido.
- b Ancho máximo del perfil.
- c Cuerda.
- $C_D$  Coeficiente de arrastre.
- $C_L$  Coeficiente de sustentación.
- $C_P$  Coeficiente de potencia.
- D Diámetro del rotor.
- $F_D$  Fuerza de arrastre.
- $F_L$  Fuerza de sustentación.
- $F_n$  Fuerza normal.
- $F_t$  Fuerza tangencial.
- H Altura del rotor.
- $P_{turbina}$  Potencia de la turbina.
- $P_{viento}$  Potencial del viento.
- V Velocidad del viento.
- $Y_{Máx}$  Deflexión máxima.
- $\alpha$  Ángulo de ataque.
- $\rho$  Densidad del aire.
- $\omega$  Velocidad angular.

**Metodología**

Para la realización del proyecto y cumplir con los objetivos establecidos, se definieron las actividades necesarias para el diseño del rotor. La metodología establecida para la obtención del diseño del rotor se muestra en la Figura 2 y se describe a continuación.



**Figura 2** Metodología del diseño de rotor

Para iniciar con el diseño se deben plantear la topología del rotor además de definir la zona y condiciones de trabajo. En primer lugar este equipo será instalado en la ciudad de Pachuca, Hidalgo en el Instituto Tecnológico de Pachuca. La ciudad está situada aproximadamente a 2400 m.s.n.m. lo que proporciona una densidad del fluido de trabajo de  $0.967 \text{ kg/m}^3$ . Además de esta se deben tener presentes otras características que muestren los parámetros climáticos en la ciudad de Pachuca a los que estará sometido el prototipo durante su funcionamiento que se presentan en la Tabla 1. Estas medidas son de agosto a noviembre del 2014.

Mes	Promedio
Temp. Máx. absoluta (°C)	29.75
Temp. máxima media (°C)	21.36
Temperatura media (°C)	13.98
Temp. mínima media (°C)	6.60
Temp. Min. Absoluta (°C)	-3.00
Precipitación total (mm)	34.33
Días de precipitación ( $\geq 0.1$ )	3.50
Días de lluvia ( $\geq 0.1$ )	6.69
Horas de sol	224.52
Humedad relativa (%)	62.42

**Tabla 1** Parámetros climáticos promedio en Pachuca, Hidalgo

### Propuesta del rotor

Dentro de la exploración de alternativa adecuada para el diseño y fabricación del prototipo, se consideraron tres premisas, las cuales se mencionan a continuación:

- Fabricación accesible dentro de las instalaciones del Instituto Tecnológico de Pachuca.
- Diseño ecológico.
- Proceso de mantenimiento y ensamblaje sencillo.

Terminada la valoración de estos aspectos en conjunto a los requerimientos iniciales facilitaron realizar la siguiente propuesta del rotor. La opción seleccionada a desarrollar es un VAWT tipo Darrieus helicoidal por las siguientes razones:

- Varios autores han presentado estudios en el cual presenta un buen funcionamiento a comparación otros tipos de VAWT.
- Un diseño helicoidal garantiza que siempre haya una sección de la hoja en cada ángulo de ataque posible.
- El uso de palas helicoidales permite deshacerse del par pulsante que daña la vida útil del rotor.

En la siguiente imagen (Figura 3) se presenta el diseño preliminar el rotor y sus dimensiones en mm. Donde H es la altura del rotor y R es la longitud del centro del eje hasta la cuerda de la pala.

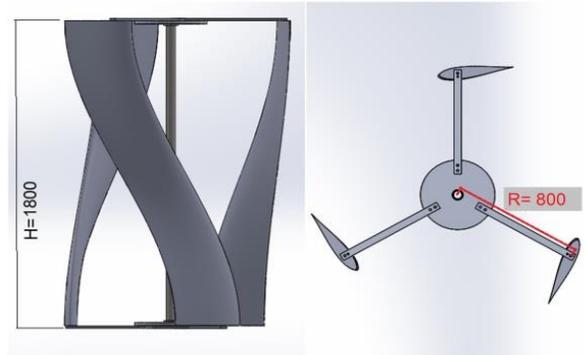


Figura 3 Propuesta del rotor

### Características del diseño

Para que el diseño tenga sustento y satisficiera los requerimientos establecidos fue necesario elaborar una serie de análisis, apoyados con la realización de cálculos matemáticos, divididos en dos partes: la estructural y la aerodinámica. Una vez definidos, a continuación se describirá los análisis realizados.

### Análisis estructural

Para llevar a cabo este análisis se utilizaron ecuaciones de resistencia de materiales para encontrar los esfuerzos y deformaciones que actúan sobre el prototipo también se elaboraron cálculos analíticos de los componentes del rotor, considerándolos como vigas.

La ecuación (1) para el caso de una columna soportada en ambos extremos.

$$Y_{M\acute{a}x} = \frac{FL^3}{48EI} \quad (1)$$

En cuanto a los otros elementos del rotor se obtuvieron deformaciones menores a los 10 mm, valores relativamente bajos atribuido a la robutez de cada parte y a la estructura interior de la paleta que le permite tener mejor soporte de carga.

### Análisis aerodinámico

Una parte importante del diseño es el comportamiento que tendrá el rotor cuando este en funcionamiento y si este es adecuado a través del aire por ello se emplea un análisis aerodinámico. La forma del perfil aerodinámico tiene un gran papel ya que puede influir en la resistencia al movimiento que ejerce el aire sobre él, provocando fuerzas aerodinámicas llamadas fuerza de arrastre y sustentación que predominan en el comportamiento estructural del rotor.

Un método para tener una idea de como se comportara el rotor ante esta situación es necesario realizar practicas de dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en ingles). Para la realización de estos requiere consultarse trabajos enfocados al análisis de los VAWT además de conocer algunos parámetros como:

- Tipo de turbina: Darrieus helicoidal.
- Potencia esperada: 3000 W.
- Número de Paletas: 3.

Asimismo como las características geométricas, tales como:

- H: 1.8 m.
- D: 1.6 m.
- c: 0.4 m.
- A: 2.88 m<sup>2</sup>

Estos parámetros junto con algunos más, fueron útiles para tener datos suficientes para obtener los valores como la potencia del aire, a partir de la ec. (2), así como calcular la potencia del viento.

$$P_{\text{viento}} = \frac{1}{2} \rho AV^3 \quad (2)$$

Esta es la potencia máxima que se puede extraer del viento, pero de acuerdo con algunos otros parámetros como el coeficiente Lanchester-Betz para el cual, el máximo valor conocido es  $C_p = \frac{16}{27}$ . Con lo cual fue posible determinar la potencia general del rotor de acuerdo con la ec. (3)

$$P_{\text{turbina}} = \frac{1}{2} \rho AV^3 C_p \quad (3)$$

En donde:  $V=12$  m/s y  $\rho=0.967$  kg/m<sup>3</sup>, con lo que se calculó que  $P=2839.322$ W. Una herramienta útil para estos casos es el programa XFOIL, un programa interactivo para el diseño y análisis de perfiles aerodinámicos subsónicos aislados, creado por Mark Drela del MIT.

Esta compuesto por una serie de prácticas formadas por distintos repertorios de los cuales se pueden elegir de acuerdo a las necesidades o requerimientos del diseñador. Con este software se determinaron los coeficientes de arrastre y sustentación mostrados en la Tabla 2.

$\alpha$	$C_L$	$C_D$	$F_L(N)$	$F_D(N)$	$F_t(N)$	$F_n(N)$
-15.6	-0.904	0.088	-1.336	0.128	33.224	-53.632
-15.2	-0.92	0.08	-1.36	0.112	4.256	-64.232
-12	-1.008	0.024	-1.488	0.04	47	51.96
-8	-0.88	0.008	-1.304	0.016	-32.792	51.88
-7.2	-0.784	0.008	-1.16	0.016	23.032	49.456
-1.6	-0.184	0.008	-0.264	0.008	11.592	4.864
-0.8	-0.088	0.008	-0.136	0.008	5.072	-3.728
0	0	0.008	0	0.008	-0.392	0
0.8	0.088	0.008	0.136	0.008	5.072	3.728
1.6	0.184	0.008	0.264	0.008	11.592	-4.864
7.2	0.784	0.008	1.16	0.016	23.032	-49.464
8	0.88	0.008	1.304	0.016	-32.792	-51.88
12	1.008	0.024	1.488	0.04	47.048	-52.024
15.2	0.92	0.08	1.368	0.112	4.28	64.344
15.4	0.912	0.08	1.352	0.12	19.584	60.888

**Tabla 2** Datos obtenidos

Como complemento de los datos obtenidos se utilizaron las ecs. (4)– (7), con el fin de realizar los cálculos necesarios se pudo sacar las fuerzas presentes sobre el alabe además de comprobar la resistencia de los demás componentes.

En las cuales, realizando los análisis con la suma de todas las cargas incidentes, se obtuvieron factores de seguridad con valores mínimos de 2.

$$F_L = C_L \frac{1}{2} \rho \omega^2 (bc) \quad (4)$$

$$F_D = C_D \frac{1}{2} \rho \omega^2 (bc) \quad (5)$$

$$F_t = C_t \frac{1}{2} \rho c H \omega^2 \quad (6)$$

$$F_t = C_t \frac{1}{2} \rho c H \omega^2 \quad (7)$$

También se obtuvieron los gráficos de comportamiento de estos coeficientes y fuerzas. También se realizaron análisis CFD en 2D para observar el comportamiento del rotor a través con el aire como se muestra en las Figura 4 y 5, que permite visualizar el comportamiento de la velocidad y la presión ejercidas por el flujo de aire que intenta pasar a través del rotor.

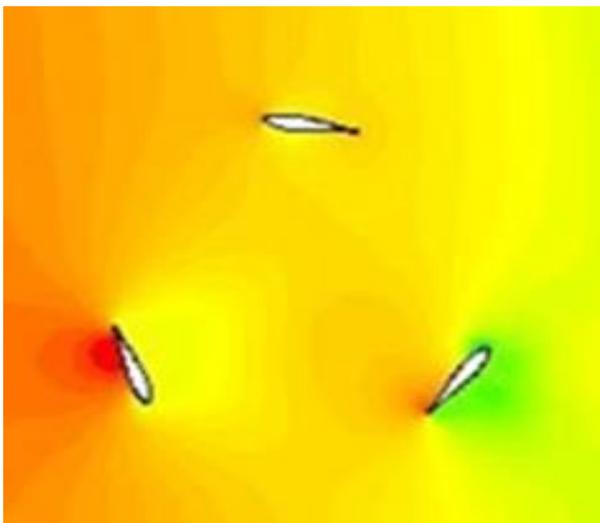


Figura 4 Contornos de presión

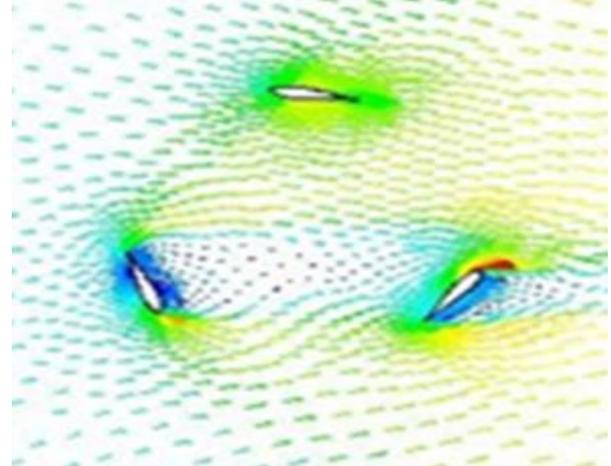


Figura 5 Vectores de velocidad

## Manufactura

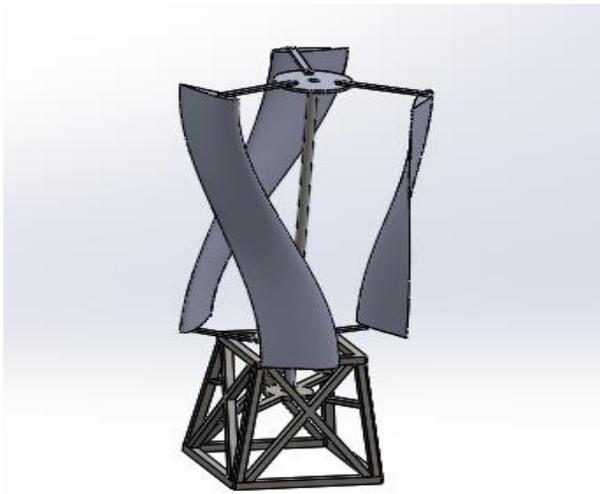
Para el proceso de manufactura y ensamble de las partes del rotor se examinaron las diferentes posibilidades de materiales que podrían ser útiles para la construcción del prototipo. Se tomó la decisión que el material adecuado para los diferentes componentes es el aluminio por su baja densidad y resistencia a la corrosión.

Los cálculos realizados para este material en particular, mostraron un buen comportamiento demostrando que es un material viable para lograr el objetivo. La construcción del prototipo inició con el eje y después las paletas, mostrada en la Figura 6.



**Figura 6** Pala del rotor helicoidal

El ensamblaje final del rotor puede observarse en la Figura 7, en la cual se muestra el conjunto de componentes unidos y sus accesorios necesarios para la realización de las pruebas de funcionamiento.



**Figura 7** Ensamble final del rotor

### Agradecimientos

Quiero dar mi agradecimiento al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico otorgado durante el desarrollo del proyecto. Asimismo, a la División de Estudios de Posgrado e Investigación del Instituto Tecnológico de Pachuca, por la ayuda entregada en la elaboración del proyecto.

### Conclusión

Con lo anteriormente desarrollado se han diseñado las partes del rotor partiendo de la mecánica de fluidos así como la mecánica de materiales, gracias al software se puede hacer una predicción de los resultados asimismo se tiene que comparar con los resultados obtenidos por medio de experimentación.

Para la evaluación del prototipo es necesario concluir la etapa de fabricación la cual aun se continúa en proceso y se espera concluirla en próximas fechas para poder realizar las pruebas dentro de las instalaciones del Tecnológico de Pachuca.

### Referencias

Bos René (2012) *Self-starting of a small urban Darrieus rotor* (Master of Science Thesis), Delft University of Technology.

G. J. M. Darrieus. (1931) *Turbine having its rotating shaft transverse to the flow of the current.*

Gorlov, A. M. (1998). *Development of the helical reaction hydraulic turbine.* Technical Report DE-FG01-96EE 15669, US Department of Energy.

J. C. Martínez Jardón, M. E. Rodríguez Castillo, C. Reséndiz Rosas, A. Gómez Mercado (2016) *Diseño de un generador eólico de eje vertical, tipo Darrieus de paletas rectas*. Memorias del XXII congreso de SOMIM, Cd. Mérida, Yucatán. México.

Marsh, P., Ranmuthugala, D., Penesis, I., & Thomas, G. (2015). *Numerical investigation of the influence of blade helicity on the performance characteristics of vertical axis tidal turbines*. *Renewable Energy*, pp. 926–935.

Olivier, J.G.J., Janssens-Maenhout, G., Muntean, M. Peters, J.H.A.W.(2014), *Trends in global CO2 emissions - 2014 report*, JRC report 93171 / PBL report 1490; ISBN 978-94-91506-87-1, Emissions Database for Global Atmospheric Research.

R. G. Budynas y J. K. Nisbett. (2008) *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* 8va Ed., México, D. F.: McGraw-Hill.

## Instrumentación de proxímetros de gama baja para análisis de vibraciones mecánicas

SÁNCHEZ-TIZAPANTZI, Pedro\*†, RODRÍGUEZ-GARCÍA, Fernando

*Instituto Tecnológico Superior de San Martín Texmelucan C.P. 74120 Puebla, Puebla*

Recibido 08 Febrero, 2017; Aceptado 12 Mayo, 2017

### Resumen

Actualmente los equipos especializados para el análisis de vibraciones son complejos y costosos, si no se cuenta con los equipos específicos el riesgo de fallas y el tiempo en que la maquinaria queda fuera de un servicio pueden aumentar significativamente por tanto una de las herramientas fundamentales con que se cuenta en la actualidad para el mantenimiento predictivo de una planta o instalación es la medición y el análisis de vibraciones. Los principales inconvenientes en equipos rotatorios son debidos a problemas de desbalance y desalineación, siendo estos la principal causa de vibración en los equipos ya mencionados. En este trabajo se presenta la instrumentación de proxímetros de gama baja en un equipo rotodinámico simulador de fallas que tiene como propósito observar los fenómenos ocurridos dentro de la maquinaria rotativa y así hacer más confiable el análisis de vibraciones al momento de definir una estrategia, la cual consistió en adquirir señales conocidas que se mandaban del generador de funciones a una mesa vibratoria, estas señales se comparaban tanto en LabView como en un osciloscopio y así poder utilizarlos con la configuración correcta, todo esto para cumplir con una medición fiable, los modelos de proxímetros que se utilizaron son de muy bajo costo esto a fin de tener opciones fiables para el análisis de vibraciones.

**Vibraciones mecánicas, instrumentación, proxímetros**

### Abstract

In the current specialized equipment for the analysis of vibrations are complex and expensive, if you do not have the specific equipment the risk of failure and the time in which the machinery is outside of a service can significantly increase therefore one of the fundamental tools with which is currently counted for the predictive maintenance of a plant or facility is the measurement and analysis of vibrations. The main drawbacks in rotating equipment are due to problems of imbalance and misalignment, these being the main cause of vibration in the equipment already mentioned. In this paper the instrumentation of low-range proximeters is presented in a rotodynamic fault-simulating device whose purpose is to observe the phenomena occurring within the rotating machinery and thus make the analysis of vibrations more reliable when defining a strategy, which consisted in acquiring known signals that were sent from the function generator to a vibratory table, these signals were compared both in LabVIEW and in an oscilloscope and thus to be able to use them with the correct configuration, all this to comply with a reliable measurement, the models of proximeters which were used are very inexpensive this in order to have reliable options for the analysis of vibrations at very low cost.

**Mechanical vibrations, instrumentation, proximeters**

**Citación:** SÁNCHEZ-TIZAPANTZI, Pedro, RODRÍGUEZ-GARCÍA, Fernando. Instrumentación de proxímetros de gama baja para análisis de vibraciones mecánicas. Revista de Ingeniería Mecánica. 2017. 1-2: 42-46.

\* Correspondencia al Autor (Correo Electrónico: pedro.sntz@itsmt.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

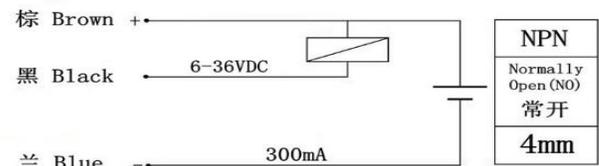
### Introducción

Actualmente somos dependientes de la tecnología sin poderla entender en forma sistemática por lo cual se nos complica saber interpretar y entender el funcionamiento básico así como las posibles aplicaciones que se pueden dar a ciertos productos electrónicos, por ello en este trabajo se realizó la instrumentación y caracterización de proxímetros de gama baja para aplicarlos en equipos rotatorios, específicamente equipos de pruebas de fallas, que se determinan por medio del análisis de vibraciones haciendo un pos procesamiento de las señales de sensores que en este caso se utilizaron proxímetros (LJ12A3-4-Z/BX ,NPN, NO), los cuales son bastante económicos en un orden de 200% en comparación de los usados en equipos especializados, primero se realizó el acondicionamiento electrónico para poder adquirir las señales por medio de una salida analógica con una señal de referencia de 12v, la cual se va adquirir por medio del software LabView teniendo en cuenta que también se puede realizar con microcontroladores de gama alta.

Posteriormente consistió en adquirir señales conocidas que se mandaban del generador de funciones a un actuador en el cual se montó el proximetro, estas señales se comparaban tanto en LabView como en un osciloscopio y así comprobar la frecuencia y tipo de señal adquirida sea la correcta y la deseada, finalmente se caracterizó mediante la relación voltaje-desplazamiento que puede dar nuestro sensor sacando su ecuación lineal en Excel y validando físicamente midiendo con un vernier y verificando los valores adquiridos verificando la resolución máxima de detección de distancia así como su zona lineal de operación, finalmente se hicieron pruebas en un equipo rotodinámico simulador de fallas adquiriendo señales y verificando la frecuencia y amplitud adquirida con el proximetro.

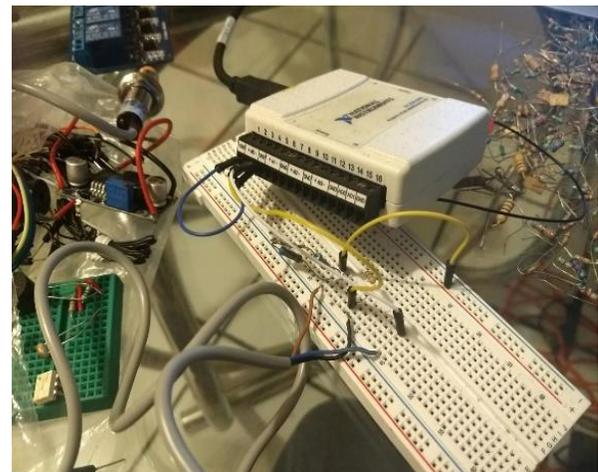
### Acondicionamiento electrónico del proximetro LJ12A3-4-Z/BX, NPN

Para poder tener la señal analógica de estos sensores se requiere realizar su configuración correspondiente para posteriormente poderla adquirir en una tarjeta de adquisición de datos o un microcontrolador, basándose en la hoja de datos del sensor se realizó la conexión como muestra la figura 1.



**Figura 1** Diagrama de conexión de proximetro.  
Fuente: (www.marchantdice.com, 2017)

La conexión se elaboró en una tabla de pruebas (protoboard) el cual consiste en un tablero con orificios en la cual se pueden insertar componentes electrónicos y cables para armar circuitos sin necesidad de soldar o armar una placa, con el fin de poder realizar las pruebas conexión y evitar errores permanentes, como se muestra en la figura 2.



**Figura 2** Conexión de proximetro en tabla de pruebas.

El sensor que usamos es NPN por tanto nos basamos en esa configuración que se muestra en la figura 1, teniendo este acondicionamiento electrónico ya se puede tener la señal analógica de salida.

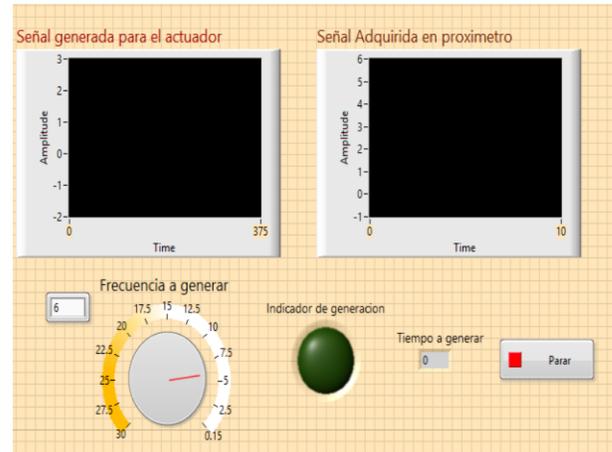
### Validación de adquisición de señal

La instrumentación para la validación del funcionamiento correcto del proximetro consistió en mandar una señal conocida por medio de un programa (que se realizó en LabView) a un actuador (solenoides) esta señal manda pulsos los cuales activan y desactivan un relevador que controla al actuador, como la punta del actuador es de metal y el sensor es inductivo cada que se acerca o aleja el actuador el proximetro detecta la señal y se adquiere, una vez que se adquirió la señal del proximetro se puede saber su frecuencia y amplitud, así podemos validar la señal generada inicialmente por el programa con la señal adquirida con el proximetro para validar que la señal adquirida sea la misma que se genera. En la figura 3 se muestra el actuador utilizado, el cual es un solenoide que se controló con un relevador.



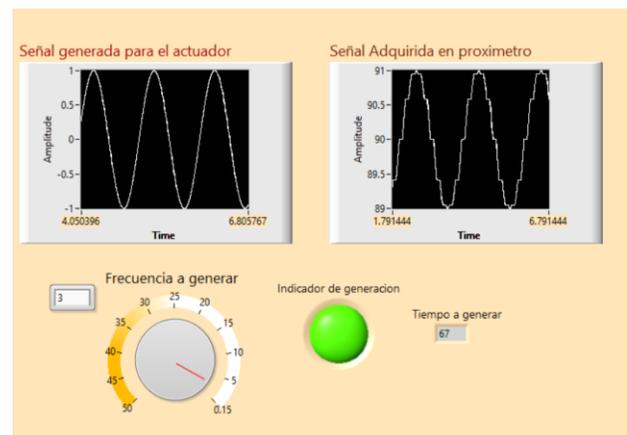
**Figura 3** Actuador utilizado en la validación de la adquisición de la señal

En la figura 4 se muestra el programa realizado en LabView para generar la señal que controla al actuador.



**Figura 4** Programa realizado en LabView para validación de la señal

En las figuras 5 se muestra el programa funcionando en el cual se muestra una señal senoidal generada y la adquirida por el proximetro las cuales son de la misma amplitud y corresponde la misma frecuencia que para la validación es suficiente, ya que se puede adquirir señales del proximetro ya con un programa más completo, ya que se validó que es correcto lo que se adquiere.



**Figura 5** Programa funcionando para validar la señal

### Caracterización de sensibilidad del proximetro

Para realizar la caracterización se realizó el montaje que se muestra en la figura 6 el cual consiste en verificar la distancia de detección y tener la resolución máxima del sensor así como su región de comportamiento lineal.



Figura 6 Montaje de la caracterización del sensor

Para poder realizar la adquisición se realizó otro programa más completo el cual muestra el comportamiento de la señal del proximetro así como su frecuencia y amplitudes, estos valores se ocuparon para graficarlos en Excel y sacar su ecuación de comportamiento por medio de la linealización que lo hace Excel, la interface se muestra en la figura 7.

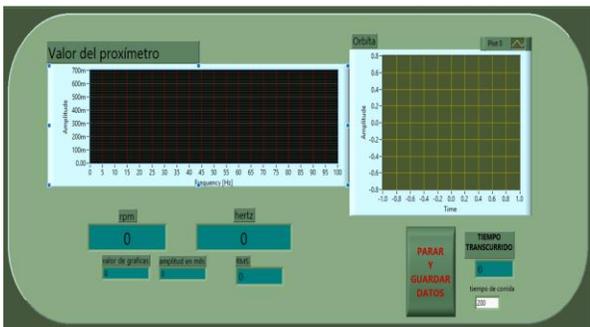


Figura 7 Interface para caracterización de proximetro.

En la figura 8 se muestra el diagrama de bloques que muestra la programación que fue necesaria en particular se pusieron módulos para sacar la frecuencia de la señal.

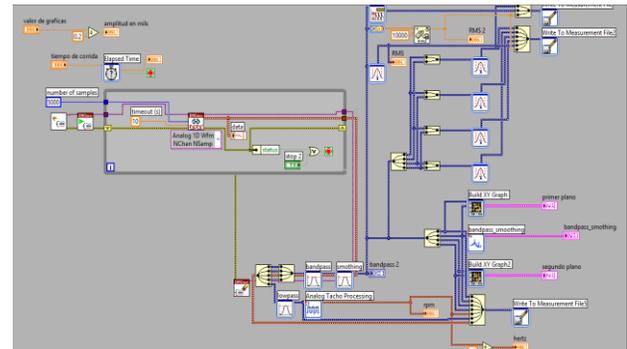


Figura 8 Diagrama de bloques de la interface de LabView

### Resultados

Como resultado principal se pudo validar el funcionamiento de sensores de proximidad de gama baja los cuales se utilizaran para la adquisición de señales de vibración y poder implementarlos en equipos que se pueden desarrollar con bajo presupuesto también se obtuvo la interface de usuario base.

### Conclusiones

Se demuestra que se puede lograr con una buena caracterización de señales de vibración con proximetros de gama baja, teniendo resultados confiables para análisis y post-procesamiento de señales.

Tras la validación y caracterización se realizaron programas que sirven como base para adquirir datos para una aplicación específica de análisis de vibración, en el cual puede guardar los datos de las señales de los proximetros para un pos procesamiento.

**Referencias**

Balachandran, B., Magrab, E.B. Vibraciones. México: Thomson Learning, 2005.

Cooper William D. 1991, Instrumentación Electrónica Moderna y Técnicas de Medición. Prentice Hall.

Creus Sole A. 2002, Instrumentación Industrial. Marcombo 8<sup>o</sup>va edición.

Lajara Vizcaíno José Rafael, Pelegrí Sebastián José. 2012, LabView: Entorno gráfico de programación, Marcombo.

Pacheco-Lara J.L., Diseño de Detalle, Instrumentación y Experimentación de Sistema Chumacera Híbrida. México, D.F. Tesis de Maestría de la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, U.P. Adolfo López Mateos, 2011.

Pallás Areny Ramón. 2006, Instrumentos electrónicos básicos. Marcombo.

Pallás Areny Ramón. 2003, Sensores y acondicionadores de señal. Marcombo.

Rao Singiresu S. Vibraciones Mecánicas. México: Pearson Educación, 2012.

Tony R. Kuphaldt. 2008, Lessons In Industrial Instrumentación.

## Instrucciones para autores

---

### [Título en Times New Roman y Negritas No.14]

Apellidos en Mayusculas -1er Nombre de Autor †, Apellidos en Mayusculas -2do Nombre de Autor  
*Correo institucional en Times New Roman No.10 y Cursiva*

(Indicar Fecha de Envío: Mes, Día, Año); Aceptado (Indicar Fecha de Aceptación: Uso Exclusivo de ECORFAN)

---

#### **Resumen**

Título

Objetivos, metodología

Contribución

(150-200 palabras)

#### **Abstract**

Title

Objectives, methodology

Contribution

(150-200 words)

#### **Keywords**

**Indicar (3-5) palabras clave en Times New Roman  
y Negritas No.11**

---

**Cita:** Apellidos en Mayúsculas -1er Nombre de Autor †, Apellidos en Mayusculas -2do Nombre de Autor. Título del Paper.  
Título de la Revista. 2015, 1-1: 1-11 – [Todo en Times New Roman No.10]

---

---

† Investigador contribuyendo como primer autor.

# Instrucciones para autores

## Introducción

Texto redactado en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

Explicación del tema en general y explicar porque es importante.

¿Cuál es su valor agregado respecto de las demás técnicas?

Enfocar claramente cada una de sus características

Explicar con claridad el problema a solucionar y la hipótesis central.

Explicación de las secciones del artículo

## Desarrollo de Secciones y Apartados del Artículo con numeración subsecuente

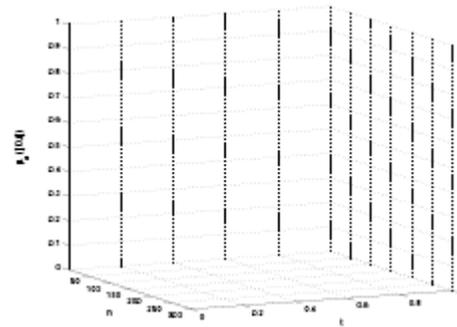
[Título en Times New Roman No.12, espacio sencillo y Negrita]

Desarrollo de Artículos en Times New Roman No.12, espacio sencillo.

## Inclusión de Gráficos, Figuras y Tablas-Editables

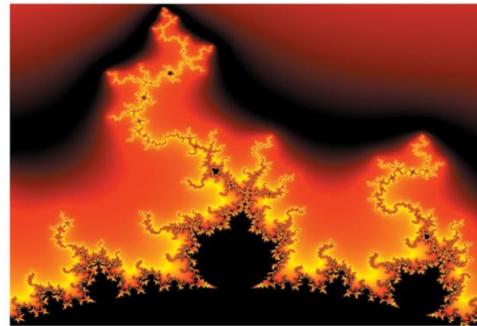
En el *contenido del artículo* todo gráfico, tabla y figura debe ser editable en formatos que permitan modificar tamaño, tipo y número de letra, a efectos de edición, estas deberán estar en alta calidad, no pixeladas y deben ser notables aun reduciendo la imagen a escala.

[Indicando el título en la parte inferior con Times New Roman No.10 y Negrita]



**Grafico 1** Titulo y Fuente (en cursiva).

No deberán ser imágenes- todo debe ser editable.



**Figura 1** Titulo y Fuente (en cursiva).

No deberán ser imágenes- todo debe ser editable.


**Tabla 1** Titulo y Fuente (en cursiva).

No deberán ser imágenes- todo debe ser editable.

Cada artículo deberá presentar de manera separada en **3 Carpetas**: a) Figuras, b) Gráficos y c) Tablas en formato .JPG, indicando el número en Negrita y el Titulo secuencial.

## Instrucciones para autores

---

**Para el uso de Ecuaciones, señalar de la siguiente forma:**

$$Y_{ij} = \alpha + \sum_{h=1}^r \beta_h X_{hij} + u_j + e_{ij} \quad (1)$$

Deberán ser editables y con numeración alineada en el extremo derecho.

### **Metodología a desarrollar**

Dar el significado de las variables en redacción lineal y es importante la comparación de los criterios usados

### **Resultados**

Los resultados deberán ser por sección del artículo.

### **Anexos**

Tablas y fuentes adecuadas.

### **Agradecimiento**

Indicar si fueron financiados por alguna Institución, Universidad o Empresa.

### **Conclusiones**

Explicar con claridad los resultados obtenidos y las posibilidades de mejora.

### **Referencias**

Utilizar sistema APA. **No** deben estar numerados, tampoco con viñetas, sin embargo en caso necesario de numerar será porque se hace referencia o mención en alguna parte del artículo.

### **Ficha Técnica**

Cada artículo deberá presentar un documento Word (.docx):

Nombre de la Revista

Título del Artículo

Abstract

Keywords

Secciones del Artículo, por ejemplo:

1. *Introducción*
2. *Descripción del método*
3. *Análisis a partir de la regresión por curva de demanda*
4. *Resultados*
5. *Agradecimiento*
6. *Conclusiones*
7. *Referencias*

Nombre de Autor (es)

Correo Electrónico de Correspondencia al Autor

Referencias

**Formato de Originalidad**



Madrid, España a \_\_\_\_ de \_\_\_\_ del 20 \_\_\_\_

Entiendo y acepto que los resultados de la dictaminación son inapelables por lo que deberán firmar los autores antes de iniciar el proceso de revisión por pares con la reivindicación de ORIGINALIDAD de la siguiente Obra.

Artículo (Article):

\_\_\_\_\_

Firma (Signature):

\_\_\_\_\_

Nombre (Name)

**Formato de Autorización**



Madrid, España a \_\_\_\_ de \_\_\_\_ del 20 \_\_\_\_

Entiendo y acepto que los resultados de la dictaminación son inapelables. En caso de ser aceptado para su publicación, autorizo a ECORFAN-España a difundir mi trabajo en las redes electrónicas, reimpresiones, colecciones de artículos, antologías y cualquier otro medio utilizado por él para alcanzar un mayor auditorio.

I understand and accept that the results of evaluation are inappealable. If my article is accepted for publication, I authorize ECORFAN-España to reproduce it in electronic data bases, reprints, anthologies or any other media in order to reach a wider audience.

Artículo (Article):

\_\_\_\_\_  
Firma (Signature)

\_\_\_\_\_  
Nombre (Name)

# Revista de Ingeniería Mecánica

**“Reducción del efecto de desentonamiento en el sistema disco con álabe de una turbina de gas”**

HERNÁNDEZ – BUTANDA, Alfonso de Jesús, PALACIOS – PINEDA, Luis Manuel

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

**“Sistema de monitoreo de señales analógicas en un sistema hidráulico”**

TLAPALE-HERNANDEZ, Salvador , MALDONADO-VASQUEZ, Silvestre, SANCHEZ-CUAPIO, Ivan Jesús y CONDE-CAMACHO, Julian

*Universidad Tecnológica de Tlaxcala*

**“Identificación algebraica de parámetros modales en sistemas mecánicos usando excitación con martillo de impacto”**

TRUJILLO-FRANCO, Luis , SILVA-NAVARRO, Gerardo, BELTRÁN-CARBAJAL, Francisco

**“Análisis termohidráulico de bobinas en capas en transformadores eléctricos de distribución mediante CFD”**

PÉREZ, Eduardo , RESÉNDIZ, Celerino, PIÑÓN, Oscar, RODRÍGUEZ, Mario

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

**“Diseño de un rotor eólico tipo Darrieus helicoidal”**

MENDOZA-CERÓN, Nuria & RODRÍGUEZ-CASTILLO, Mario E

*Instituto Tecnológico de Pachuca*

**“Instrumentación de proxímetros de gama baja para análisis de vibraciones mecánicas”**

SÁNCHEZ-TIZAPANTZI, Pedro, RODRÍGUEZ-GARCÍA, Fernando

*Instituto Tecnológico Superior de San Martín Texmelucan*

