

ISSN 2531-2189

Volumen 3, Número 12 — Octubre — Diciembre - 2019

Revista de Ingeniería Mecánica



ECORFAN-Spain

Editor en Jefe

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

Directora Ejecutiva

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

Director Editorial

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

Diseñador Web

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

Diagramador Web

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

Asistente Editorial

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

Traductor

DÍAZ-OCAMPO, Javier. BsC

Filóloga

RAMOS-ARANCIBIA, Alejandra. BsC

Revista de Ingeniería Mecánica Volumen 3, Número 12, de Octubre a Diciembre - 2019, es una revista editada trimestralmente por ECORFAN-Spain. Calle Matacerquillas 38, CP: 28411. Morlzarzal -Madrid.

WEB: www.ecorfan.org/spain, revista@ecorfan.org. Editor en Jefe: SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC, 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 31 de Diciembre de 2019.

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.

Revista de Ingeniería Mecánica

Definición del Research Journal

Objetivos Científicos

Apoyar a la Comunidad Científica Internacional en su producción escrita de Ciencia, Tecnología en Innovación en el Área de Ingeniería y Tecnología, en las Subdisciplinas Construcción de puentes, Desarrollo de la ingeniería ambiental, Gestión en construcción de viviendas, Infraestructura hidráulicas Mecánica de suelos, Ingeniería sanitaria, Infraestructura vial

ECORFAN-México S.C es una Empresa Científica y Tecnológica en aporte a la formación del Recurso Humano enfocado a la continuidad en el análisis crítico de Investigación Internacional y está adscrita al RENIECYT de CONACYT con número 1702902, su compromiso es difundir las investigaciones y aportaciones de la Comunidad Científica Internacional, de instituciones académicas, organismos y entidades de los sectores público y privado y contribuir a la vinculación de los investigadores que realizan actividades científicas, desarrollos tecnológicos y de formación de recursos humanos especializados con los gobiernos, empresas y organizaciones sociales.

Alentar la interlocución de la Comunidad Científica Internacional con otros centros de estudio de México y del exterior y promover una amplia incorporación de académicos, especialistas e investigadores a la publicación Seriada en Nichos de Ciencia de Universidades Autónomas - Universidades Públicas Estatales - IES Federales - Universidades Politécnicas - Universidades Tecnológicas - Institutos Tecnológicos Federales - Escuelas Normales - Institutos Tecnológicos Descentralizados - Universidades Interculturales - Consejos de CyT - Centros de Investigación CONACYT.

Alcances, Cobertura y Audiencia

Revista de Ingeniería Mecánica es un Research Journal editado por ECORFAN-México S.C en su Holding con repositorio en Spain, es una publicación científica arbitrada e indizada con periodicidad trimestral. Admite una amplia gama de contenidos que son evaluados por pares académicos por el método de Doble-Ciego, en torno a temas relacionados con la teoría y práctica de Construcción de puentes, Desarrollo de la ingeniería ambiental, Gestión en construcción de viviendas, Infraestructura hidráulicas Mecánica de suelos, Ingeniería sanitaria, Infraestructura vial con enfoques y perspectivas diversos, que contribuyan a la difusión del desarrollo de la Ciencia la Tecnología e Innovación que permitan las argumentaciones relacionadas con la toma de decisiones e incidir en la formulación de las políticas internacionales en el Campo de las Ciencias Ingeniería y Tecnología. El horizonte editorial de ECORFAN-México® se extiende más allá de la academia e integra otros segmentos de investigación y análisis ajenos a ese ámbito, siempre y cuando cumplan con los requisitos de rigor argumentativo y científico, además de abordar temas de interés general y actual de la Sociedad Científica Internacional.

Consejo Editorial

CENDEJAS - VALDEZ, José Luis. PhD
Universidad Politécnica de Madrid

FERNANDEZ - ZAYAS, José Luis. PhD
University of Bristol

HERRERA - DIAZ, Israel Enrique. PhD
Center of Research in Mathematics

MEDELLIN - CASTILLO, Hugo Iván. PhD
Heriot-Watt University

RIVAS - PEREA, Pablo. PhD
University of Texas

ROBLEDO - VEGA, Isidro. PhD
University of South Florida

RODRIGUEZ - ROBLEDO, Gricelda. PhD
Universidad Santander

TELOXA - REYES, Julio. PhD
Advanced Technology Center

VAZQUEZ - MARTINEZ, Ernesto. PhD
University of Alberta

VEGA - PINEDA, Javier. PhD
University of Texas

Comité Arbitral

ALVAREZ - SÁNCHEZ, Ervin Jesús. PhD
Centro de Investigación Científica y de Estudios Superiores de Ensenada

CHÁVEZ - GUZMÁN, Carlos Alberto. PhD
Instituto Politécnico Nacional

DURÁN - MEDINA, Pino. PhD
Instituto Politécnico Nacional

ENRÍQUEZ - ZÁRATE, Josué. PhD
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

FERNÁNDEZ - GÓMEZ, Tomás. PhD
Universidad Popular Autónoma del Estado de Puebla

GUDIÑO - LAU, Jorge. PhD
Universidad Nacional Autónoma de México

GUTIÉRREZ - VILLEGAS, Juan Carlos. PhD
Centro de Tecnología Avanzada

MÉRIDA - RUBIO, Jován Oseas. PhD
Centro de Investigación y Desarrollo de Tecnología Digital

MORENO - RIOS, Marisa. PhD
Instituto Tecnológico de Pachuca

PORTILLO - VÉLEZ, Rogelio de Jesús. PhD
Centro de Investigación y de Estudios Avanzados

SANDOVAL - GUTIÉRREZ, Jacobo. PhD
Instituto Politécnico Nacional

Cesión de Derechos

El envío de un Artículo a Revista de Ingeniería Mecánica emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo.

Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Spain considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra

Declaración de Autoría

Indicar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en la participación del Artículo y señalar en extenso la Afiliación Institucional indicando la Dependencia.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo con el Número de CVU Becario-PNPC o SNI-CONACYT- Indicando el Nivel de Investigador y su Perfil de Google Scholar para verificar su nivel de Citación e índice H.

Identificar el Nombre de 1 Autor y 3 Coautores como máximo en los Perfiles de Ciencia y Tecnología ampliamente aceptados por la Comunidad Científica Internacional ORCID - Researcher ID Thomson - arXiv Author ID - PubMed Author ID - Open ID respectivamente

Indicar el contacto para correspondencia al Autor (Correo y Teléfono) e indicar al Investigador que contribuye como primer Autor del Artículo.

Detección de Plagio

Todos los Artículos serán testeados por el software de plagio PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se mandará a arbitraje y se rescindirá de la recepción del Artículo notificando a los Autores responsables, reivindicando que el plagio académico está tipificado como delito en el Código Penal.

Proceso de Arbitraje

Todos los Artículos se evaluarán por pares académicos por el método de Doble Ciego, el arbitraje Aprobatorio es un requisito para que el Consejo Editorial tome una decisión final que será inapelable en todos los casos. MARVID® es una Marca de derivada de ECORFAN® especializada en proveer a los expertos evaluadores todos ellos con grado de Doctorado y distinción de Investigadores Internacionales en los respectivos Consejos de Ciencia y Tecnología el homólogo de CONACYT para los capítulos de América-Europa-Asia-Africa y Oceanía. La identificación de la autoría deberá aparecer únicamente en una primera página eliminable, con el objeto de asegurar que el proceso de Arbitraje sea anónimo y cubra las siguientes etapas: Identificación del Research Journal con su tasa de ocupamiento autoral - Identificación del Autores y Coautores- Detección de Plagio PLAGSCAN - Revisión de Formatos de Autorización y Originalidad-Asignación al Consejo Editorial-Asignación del par de Árbitros Expertos-Notificación de Dictamen-Declaratoria de Observaciones al Autor-Cotejo de Artículo Modificado para Edición-Publicación.

Instrucciones para Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación

Área del Conocimiento

Los trabajos deberán ser inéditos y referirse a temas de Bombas y equipos para manipulación de líquidos, cojinetes, compresores de aire, engranajes, equipo de refrigeración, equipo mecánico de transmisión de potencia, equipo neumático, equipó y maquinaria industrial, maquinaria agropecuaria, maquinaria de extracción de petróleo, maquinaria de impresión y reproducción, maquinaria de minería, maquinaria hidráulica, maquinaria industrial especializada, maquinaria nuclear, maquinaria para fabricar papel, maquinaria para la industria de la alimentación, maquinaria para manejo de materiales, maquinaria textil, maquinarias de vapor, máquinas expendedoras y distribuidoras, máquinas, herramientas y accesorios, material de calefacción, material de construcción, matrices, plantillas y calibres, motores de combustión interna(general), motores de gas, operaciones mecanizadas y a otros temas vinculados a las Ciencias de Ingeniería y Tecnología

Presentación del Contenido

Como primer artículo presentamos, *Algunos errores numéricos en la respuesta del estado estable de sistemas mecánicos vibratorios*, por VÁZQUEZ-GONZÁLEZ, Benjamín, JIMÉNEZ-RABIELA, Homero, RAMÍREZ-CRUZ, José Luis y BRAVO-ACOSTA, Adrian Gustavo, con adscripción en la Universidad Autónoma Metropolitana, como segundo artículo presentamos, *Análisis de la generación de las irreversibilidades a partir del Coeficiente de Operación en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134^a*, por RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio, con adscripción en la Universidad Tecnológica de Puebla, como tercer artículo presentamos, *Análisis de la transferencia de calor de un sistema de refrigeración a partir de nanofluidos*, por GARCIA-FLORES, José Luis, VALLE-HERNANDEZ, Julio, GALLARDO-VILLAREAL, José Manuel y ALONSO-ALFARO, Jorge Guillermo, con adscripción en la Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo y la Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Apan, como último artículo presentamos, *Detección de fallas en máquinas rotatorias utilizando parámetros no lineales*, por HUESCALAZCANO, Erick Eduardo, FLORES-RAMIREZ, Oscar, ROMERO-RODRIGUEZ, Gabriel y APAN-ARAUJO, Karla Cecilia, con adscripción en la Universidad Politécnica de Amozoc.

Contenido

| Artículo | Página |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Algunos errores numéricos en la respuesta del estado estable de sistemas mecánicos vibratorios VÁZQUEZ-GONZÁLEZ, Benjamín, JIMÉNEZ-RABIELA, Homero, RAMÍREZ-CRUZ, José Luis y BRAVO-ACOSTA, Adrian Gustavo <i>Universidad Autónoma Metropolitana</i> | 1-9 |
| Análisis de la generación de las irreversibilidades a partir del Coeficiente de Operación en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio <i>Universidad Tecnológica de Puebla</i> | 10-15 |
| Análisis de la transferencia de calor de un sistema de refrigeración a partir de nanofluidos GARCIA-FLORES, José Luis, VALLE-HERNANDEZ, Julio, GALLARDO-VILLAREAL, José Manuel y ALONSO-ALFARO, Jorge Guillermo <i>Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo</i> <i>Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo</i> | 16-24 |
| Detección de fallas en máquinas rotatorias utilizando parámetros no lineales HUESCA-LAZCANO, Erick Eduardo, FLORES-RAMIREZ, Oscar, ROMERO-RODRIGUEZ, Gabriel y APAN-ARAUJO, Karla Cecilia <i>Universidad Politécnica de Amozoc</i> | 25-33 |

Algunos errores numéricos en la respuesta del estado estable de sistemas mecánicos vibratorios

Some numerical errors in the steady state response of vibratory mechanical systems

VÁZQUEZ-GONZÁLEZ, Benjamín†*, JIMÉNEZ-RABIELA, Homero, RAMÍREZ-CRUZ, José Luis y BRAVO-ACOSTA, Adrian Gustavo

Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, División de Ciencias Básicas e Ingeniería, Departamento de Energía, Av. San Pablo 180 Colonia Reynosa Tamaulipas, Azcapotzalco C. P. 02200 Ciudad de México, México

ID 1^{er} Autor: Benjamín, Vázquez-González / ORC ID: 0000-0002-9030-5662, Researcher ID Thomson: S-2417-2018, CVU CONACYT ID: 25749

ID 1^{er} Coautor: Homero, Jiménez-Rabiela / Researcher ID Thomson: S-2299-2018, CVU CONACYT ID: 123386

ID 2^{do} Coautor: José Luis, Ramírez-Cruz / ORC ID: 0000-0003-0762-2630, Researcher ID Thomson: G-3405-2019, CVU CONACYT ID: 921268

ID 3^{er} Coautor: Adrian Gustavo, Bravo-Acosta / ORC ID: 0000-0001-57975317, Researcher ID Thomson: 2272-2018, CVU CONACYT ID: 334391

DOI: 10.35429/JME.2019.12.3.1.9

Recibido 08 Agosto, 2019; Aceptado 30 Noviembre, 2019

Resumen

En este trabajo se presentan resultados sobre la simulación numérica de la respuesta en el estado estable de la vibración de sistemas mecánicos lineales y errores que se pueden presentar con los algoritmos con los que se realiza la simulación. Para algunos parámetros numéricos de un sistema mecánico vibratorio amortiguado y no amortiguado, el resultado de la simulación numérica no es consistente con la definición de estado estable, ésta falta de congruencia con lo observado no se detecta fácilmente cuando el desempeño del sistema se realiza para altas frecuencias, debido a que para altas frecuencias de excitación, las amplitudes de respuesta del sistema son muy pequeñas. Se realiza un análisis de la respuesta en el tiempo, empleando métodos numéricos tradicionales contenidos en sistemas de cómputo con lenguajes de programación propios, detectando el mismo tipo de error, dependiendo del método numérico empleado. El análisis de la vibración forzada de sistemas mecánicos vibratorios no lineales, tiene un desempeño semejante al sistema lineal para un rango determinado de frecuencias, por lo que determinar de manera correcta las respuestas en el estado estable del sistema lineal, es fundamental para estudios posteriores, parte del análisis correcto depende del algoritmo numérico que se elija utilizar.

Estado estable, Métodos numéricos, Altas frecuencias

Abstract

In this work numerical simulation results are shown for the steady state response of linear mechanical oscillating systems and the numerical errors that can be present when some numerical algorithms are used to perform the simulations. For some numerical parameters, the mechanical oscillating system with or without damping response, does not converge to the expected steady state response; this discrepancy is not easily detected when the performance of the system is on the range of high excitation frequencies, due that for of high excitation frequencies the amplitude in the steady state response reaches very small values. We perform the time response of the system using conventionally numerical methods included in the common programming platforms, and the result is that using the same algorithm in different platforms the error is the same; selecting other numeric algorithm the result in satisfactory. Non linear forced mechanical vibration systems; behave like linear systems for some frequency range, then is very useful to obtain the right or correct responses in the steady state response for the linear system, this is fundamental for forward studies, the right analysis is based on the selected numeric algorithm.

Steady state, Numerical Methods, High frequencies

Citación: VÁZQUEZ-GONZÁLEZ, Benjamín, JIMÉNEZ-RABIELA, Homero, RAMÍREZ-CRUZ, José Luis y BRAVO-ACOSTA, Adrian Gustavo. Algunos errores numéricos en la respuesta del estado estable de sistemas mecánicos vibratorios. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-12: 1-9

* Correspondencia al Autor (Correo electrónico: bvg@correo.azc.ua.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

La vibración mecánica es un fenómeno que se presenta en la realidad cotidiana, su percepción es evidente para los individuos cuando se manifiesta dentro del rango de la sensibilidad de quien la registra. La vibración mecánica se presenta como un fenómeno que puede ser destructivo, pero si se le estudia y comprende, entonces se puede convertir en una herramienta constructiva. La vibración mecánica presenta fundamentalmente dos características básicas; su amplitud y su frecuencia. Son muchas las situaciones en las que los modelos que describen el comportamiento vibratorio de un sistema mecánico, se ajustan de manera precisa a la respuesta observada en la realidad.

A grandes rasgos, la vibración mecánica se puede clasificar como vibración lineal o bien, no lineal. Bajo determinadas condiciones de desempeño y también, dependiendo de la naturaleza de los parámetros que definen a las ecuaciones, se puede tener una convergencia de la vibración no lineal a la lineal.

Una herramienta fundamental en el estudio de las vibraciones mecánicas es la simulación realizada por medio de métodos numéricos. Recientemente los métodos numéricos han evolucionado mucho, gracias a los desarrollos informáticos como capacidad de almacenamiento en memoria o velocidad de procesamiento, sin embargo, los fundamentos de análisis de la vibración, siguen estando vigentes, sin embargo, la realización de experimentos también proporciona buenas referencias, ver por ejemplo, León, R. A. et. al (2019).

En las últimas décadas también los métodos denominados de perturbaciones, se han empleado en el estudio de las vibraciones no lineales, no obstante los métodos numéricos tradicionales siguen siendo un referente importante para evaluar las respuestas asociadas a los comportamientos vibratorios. Los métodos de perturbaciones permiten obtener expresiones analíticas de sistema no lineales. En este trabajo se hace resaltar la importancia de contar con un referente concreto, a fin de validar los resultados obtenidos por medio de simulaciones numéricas. En este trabajo se presentan casos particulares en los que se utilizan métodos numéricos, que discrepan con los resultados analíticos sobre la vibración forzada amortiguada.

Así mismo, se logra establecer la razón por la que se presenta dicha discrepancia.

Fundamentos de la vibración forzada mecánica lineal

La vibración mecánica lineal forzada corresponde con el movimiento repetitivo que desarrolla un cuerpo rígido, cuyo centro de masa se ve sujeto a una acción restitutiva y a una acción que induce su movimiento o excitación armónica, en la que la amplitud del movimiento queda establecida por la magnitud de la excitación armónica. La frecuencia del movimiento del cuerpo es constante y corresponde con la frecuencia de excitación. La frecuencia de movimiento del cuerpo podrá presentar un desfase en relación con la acción que produce su movimiento, si existe amortiguamiento. En la práctica el amortiguamiento es una acción inherente, sin embargo, hay condiciones en las que puede adquirir valores muy pequeños del mismo.

Esta descripción muy simplificada de la vibración forzada lineal es cierta para cada valor de la frecuencia de excitación. También es importante establecer la forma en la que el movimiento, descrito por la amplitud que desarrolla el cuerpo, cambia en términos de las distintas frecuencias a las que se ve sujeto. Para ilustrar el fenómeno de la vibración mecánica lineal forzada, considérese la siguiente figura,

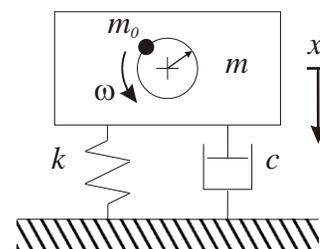


Figura 1 Sistema masa-resorte-amortiguador excitado armónicamente

En la Figura 1, se tiene un cuerpo rígido de masa m sujeto a la acción de una fuerza de tipo armónico inducida por la rotación de la masa m_0 , a una velocidad angular ω , el sistema mecánico se encuentra sobre materiales que tienen un comportamiento elástico y a su vez de tipo viscoso, lo cual se representa por medio de un resorte k y un amortiguador c respectivamente.

La ecuación de movimiento se determina por medio de la segunda ley de Newton, el resultado es,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (m_0 r \omega^2) \text{sen} \omega t \quad (1)$$

donde r representa la distancia o desbalance de la masa m_0 (también se le denomina excentricidad) que induce fuerzas centrípetas.

Cuando se normaliza la ecuación (1) resulta la siguiente ecuación,

$$\ddot{x} + 2\zeta \omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x = \left(\frac{m_0 r \omega^2}{m} \right) \text{sen} \omega t \quad (2)$$

en donde,

$$\frac{c}{m} = 2\zeta \omega_n, \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3)$$

Al parámetro ζ se le denomina cociente de amortiguamiento.

La ecuación diferencial (2) está expresada en términos de la frecuencia de excitación ω y de la frecuencia natural del sistema ω_n . Esta ecuación diferencial tiene por solución la siguiente expresión,

$$x(t) = \frac{\left(\frac{m_0 r \omega^2}{m} \right)}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta \omega \omega_n)^2}} \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (4)$$

donde,

$$\phi = \arctan \left(\frac{2\zeta \omega \omega_n}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) \quad (5)$$

A este término se le denomina ángulo de desfase y establece una medida del movimiento del sistema, en relación con la acción que actúa sobre la masa m .

Para evaluar el comportamiento del sistema mecánico en términos de la frecuencia, ahora se expresa la ecuación (5) en función del cociente de las frecuencias presentes, el resultado es el siguiente,

$$x(t) = \frac{\left(\frac{m_0 r}{m} \right) \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (6)$$

La amplitud del movimiento corresponde con la expresión,

$$X = \frac{\left(\frac{m_0 r}{m} \right) \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} \right)}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2}} \quad (7)$$

A la ecuación (7) se le conoce como respuesta en frecuencia, ver por ejemplo, Meirovitch (2001), en el que se presenta una descripción un poco más detallada de solución, o bien el libro de Ginsberg (2001), que presenta una solución más elaborada al utilizar la variable compleja para determinar la respuesta en frecuencia.

La ecuación (7) contiene toda la información relativa al comportamiento de la amplitud del sistema, en términos de la frecuencia de excitación, ω y en relación con la frecuencia natural ω_n .

El estado estable

En esta sección se establece la forma en la que se relacionan la respuesta en el tiempo, en el estado estable y la respuesta en el espacio de la frecuencia.

Meirovitch (2001), también acude a la solución por medio de la variable compleja para obtener una respuesta en frecuencia y definir el estado estable, éste libro como el de Ginsberg (2001), también define otros términos, tal como la función de impedancia, que corresponde con la velocidad compleja a partir de la amplitud del estado estable.

La definición de estado estable corresponde con una región del comportamiento en el tiempo, a partir de la cual, la amplitud adquiere un comportamiento regular, es decir, el rango de la amplitud de vibración se desempeña con una señal armónica y de amplitud constante.

En la Figura 2, se muestra una gráfica de la ecuación (7) y corresponde con la respuesta de la amplitud en términos del cociente de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n}$. En esta gráfica se han incluido algunos valores del cociente de amortiguamiento ζ . Hay que resaltar que la amplitud registrada en esta gráfica de la frecuencia, corresponde con la respuesta en el estado estable o también denominado estado permanente del tiempo.

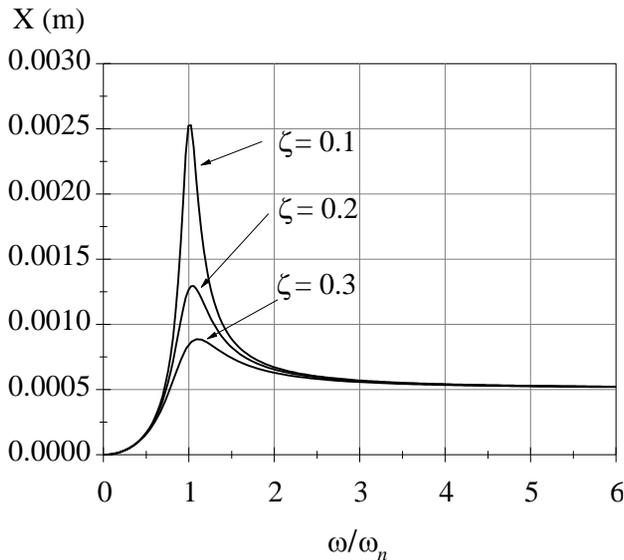


Figura 2 Respuesta en frecuencia de la amplitud de vibración de un sistema mecánico forzado

Otros valores numéricos correspondientes a la gráfica de la Figura 2 se muestran en la Tabla 1, siguiente,

| | |
|------------------------|------------------|
| $m_0 r = 0.2303$ [kgm] | $m = 453.4$ [kg] |
| $\zeta_1 = 0.1$ | $\zeta_3 = 0.3$ |
| $\zeta_2 = 0.2$ | |

Tabla 1 Valores numéricos de los parámetros del sistema masa-resorte amortiguado para la Figura 2

De la gráfica de la Figura 2 se puede determinar, por ejemplo, que para un sistema mecánico con un cociente de amortiguamiento con un valor de $\zeta = 0.2$ y un cociente de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n} = 1.3$, la amplitud X de la vibración tendrá un valor de $X = 0.001$ m, en el estado estable.

El análisis de amplitud en términos de la frecuencia da pautas muy importantes para comprender completamente el desempeño del sistema. En un primer acercamiento a ésta gráfica, se le puede estudiar definiendo tres sectores acotados por las abscisas, es decir, por el cociente de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n}$.

El primer sector se establece para valores de las abscisas en el rango $0 \leq \frac{\omega}{\omega_n} < 0.5$, el segundo sector, $0.5 \leq \frac{\omega}{\omega_n} < 2.5$ y finalmente el tercer sector $2.5 \leq \frac{\omega}{\omega_n}$.

Esta definición de sectores se realiza al observar que en los sectores uno y tres, la variación de la amplitud es relativamente pequeña, para cada valor del cociente de amortiguamiento, pero independientemente del mismo, incluyendo el caso no amortiguado, es decir $\zeta = 0$, por ejemplo, para una relación de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n} = 0.5$ la amplitud tendrá un valor de $X = 0.00016727$ m, sin poder observar con claridad, qué cociente de amortiguamiento le corresponde.

En la región dos, se tienen grandes variaciones de la amplitud para cambios pequeños en el cociente de amortiguamiento.

La región de interés en este trabajo corresponde al sector tres, en el que la relación de frecuencias es $\frac{\omega}{\omega_n} \geq 2.5$. A partir de este valor y conforme la relación de frecuencias aumenta, los valores de amplitud cada vez se asemejan más entre sí, hasta adquirir prácticamente el mismo valor numérico, sin importar el valor numérico del cociente de amortiguamiento ζ .

Lo anterior corresponde a un caso numérico particular, sin embargo, el comportamiento general está descrito por la misma expresión y las variaciones de amplitud definidas, establecen las tres regiones mencionadas.

La ecuación (7) se vuelve una referencia concreta, que permite conocer con muy buena aproximación, la amplitud de la solución de la ecuación diferencial, correspondiente para un sistema mecánico vibratorio, cuando se conocen los valores de todos los parámetros que definen al movimiento. En esta sección se han definido, a grandes rasgos tres zonas en las que se puede dividir la respuesta en frecuencia, siendo de interés la región de altas frecuencias.

Determinación de la amplitud por simulación

Actualmente son muchos los estudios que se realizan en relación con la resonancia, esto coincide con el sector dos que se definió en la sección anterior, pero son menos los estudios realizados para altas frecuencias de sistemas mecánicos lineales vibratorios. Chunling (2019), menciona algunas técnicas para el análisis de algunos problemas en vibraciones a altas frecuencias.

Emerson (2017), presenta un trabajo en el que se denota la importancia del estudio de las vibraciones mecánicas a altas frecuencias. En esta sección se presenta una serie de experimentos numéricos, que representan la vibración lineal forzada de un sistema mecánico, donde se obtiene la respuesta en el tiempo y ésta se compara con la respuesta obtenida por medio del análisis en la frecuencia.

La respuesta en el estado estable correspondiente a los valores de la Tabla 2, se muestra a continuación en la gráfica de la Figura 3. Esta gráfica se ha obtenido con el simulador por computadora SIMNON para Windows®, con el método Runge-Kutta-Fehlberg 4/5 (RKF4/5). Este programa fue desarrollado por Åström (1982).

| | |
|------------------------------|-------------------------|
| $m_{0r}=0.2303$ [kgm] | $m= 453.4$ [kg] |
| $\zeta = 0.01$ | $\omega_n = 44$ [rad/s] |
| $\omega = 3\omega_n$ [rad/s] | |

Tabla 2 Valores numéricos de los parámetros del sistema masa-resorte amortiguador para la Figura 3

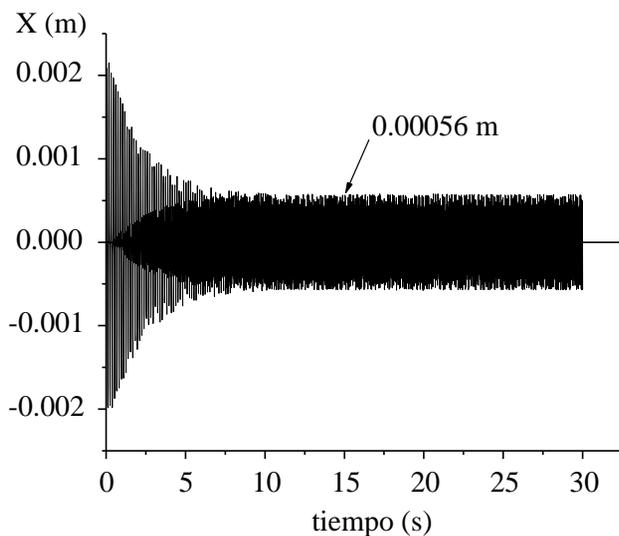


Figura 3 Respuesta en el estado estable para los datos de la Tabla 2

En la gráfica de la Figura 3, se aprecia el comportamiento esperado de la respuesta en estado permanente con amortiguamiento. Se puede observar de la gráfica, que la amplitud del estado estable tiene un valor de $X = 0.00056$ m. Ahora considérense los valores numéricos de la Tabla 3 siguiente,

| | |
|------------------------------|-----------------------|
| $\omega = 3\omega_n$ [rad/s] | $m_{0r}=0.2303$ [kgm] |
| $\omega_n = 44$ [rad/s] | $m= 453.4$ [kg] |
| $\zeta = 0.008$ | |

Tabla 3 Valores numéricos de los parámetros del sistema masa-resorte amortiguador para la Figura 4

A continuación, en la Figura 4 (RKF4/5) se presenta la simulación de la respuesta en el tiempo, donde se observa claramente, que la amplitud del estado estable alcanza un valor $X = 0.0005694$ m para los datos de la Tabla 3.

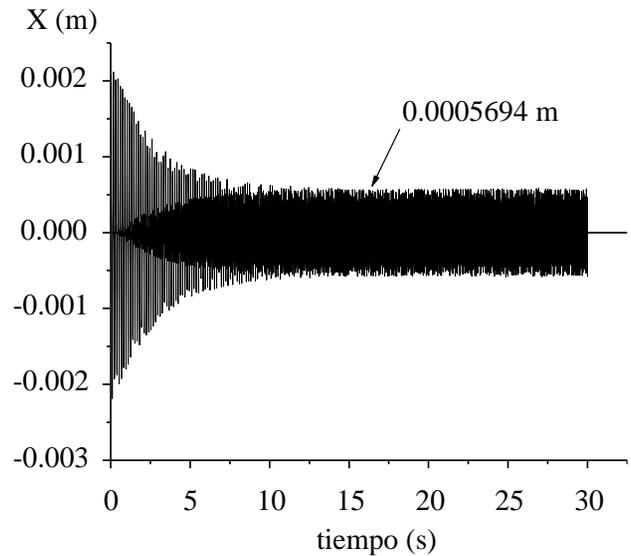


Figura 4 Respuesta en el estado estable para los datos de la Tabla 3

Con los resultados gráficos obtenidos hasta ahora se puede observar lo siguiente, el amortiguamiento entre la simulación de la Figura 3 y la Figura 4, tiene una variación del 20 %, con esta variación del amortiguamiento, se observa que el estado transitorio tiene una duración mayor, por ejemplo, para el valor de $t = 10$ seg., la simulación de la Figura 3 se mantiene en el estado estable, mientras que para la Figura 4, en ese instante se mantiene todavía el estado transitorio.

Estos valores numéricos, aunque son muy pequeños están cercanos con lo previsto en la respuesta en la frecuencia, sin embargo, existe una pequeña variación. La respuesta en frecuencia para ambas simulaciones se presenta en la gráfica de la Figura 5.

Es cierto que al disminuir el amortiguamiento, la amplitud tiene a aumentar, sin embargo, una de las características fundamentales del movimiento vibratorio forzado es que para altas frecuencias, los valores de la amplitud tienden a un mismo valor. Como parámetro de referencia para evaluar el comportamiento de las respuestas en el tiempo, se puede emplear la ecuación (7), que permite obtener una representación gráfica en el dominio de la frecuencia. En la Figura 5, se muestra la gráfica de la respuesta en frecuencia para los parámetros de la Tabla 4.

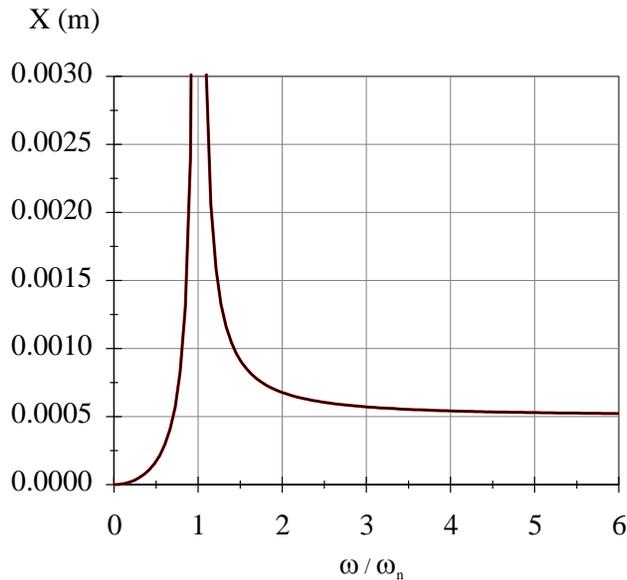


Figura 5 Gráfica de la ecuación (7), para los valores de la Tabla 4

| | |
|------------------------|------------------|
| $m_0 r = 0.2303$ [kgm] | $m = 453.4$ [kg] |
| $\zeta = 0.01$ | $\zeta = 0.008$ |

Tabla 4 Valores numéricos de los parámetros del sistema masa-resorte amortiguador para la Figura 5

En la gráfica de la Figura 5 se observa que las respuestas son muy semejantes, esto es, $\zeta = 0.008$ (color negro) y $\zeta = 0.01$ (color rojo), estas dos curvas prácticamente están sobrepuestas. Para apreciar con claridad los valores mencionados con anterioridad, en la siguiente figura se muestra una toma en aumento de la Figura 5.

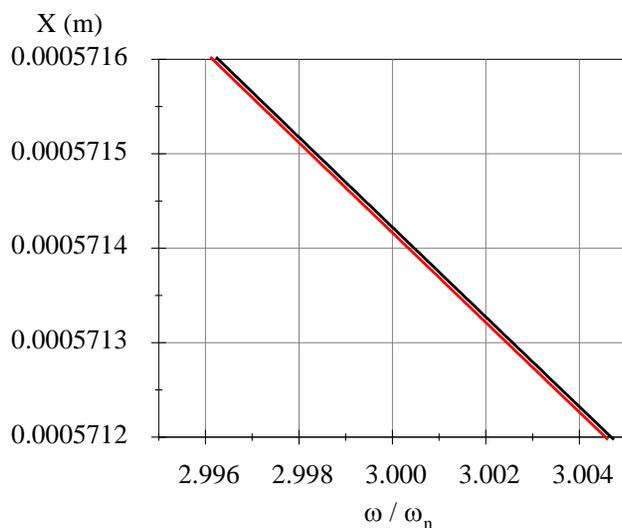


Figura 6 Aumento de la Figura 5 para el rango de 2.996 a 3.004, del cociente de frecuencias $\frac{\omega}{\omega_n}$.

Ambos valores de la respuesta en el estado estable, están relativamente alejados de la respuesta esperada conforme la gráfica de la respuesta en frecuencia de la Figura 6, éstos deberían estar por arriba de $X = 0.0005714$ m.

En estas condiciones una alternativa para determinar las discrepancias encontradas es utilizar una herramienta de simulación alterna. Para comparar los resultados obtenidos por medio de las simulaciones, a continuación se presenta la gráfica correspondiente a la Tabla 3, obtenida por medio del simulador Matlab®. Se ha empleado el método ODE45, basado en el método Runge-Kutta-Fehlberg 4/5.

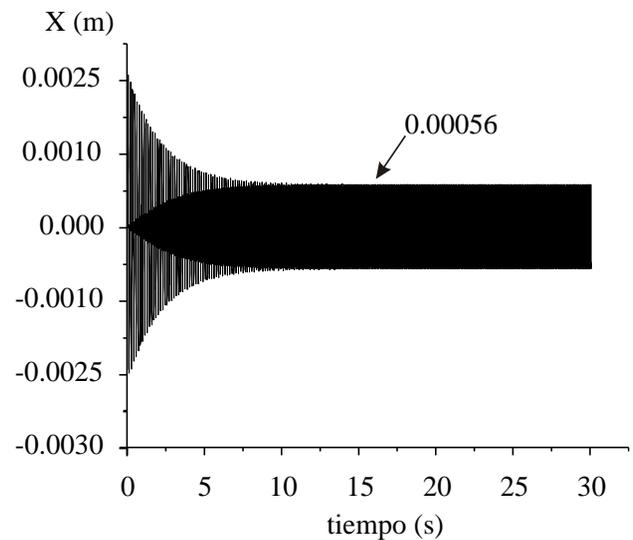


Figura 7 Respuesta en el estado estable para los datos de la Tabla 3, utilizando ODE45 de Matlab

La Figura 3 y la Figura 7 reportan prácticamente el mismo resultado. Las gráficas mostradas en esta sección tienen como objetivo ilustrar la consistencia aparente entre un resultado obtenido por medio de una simulación numérica y la respuesta en el estado estable, proporcionada por la solución analítica. Un investigador podrá considerar que el método empleado en la simulación numérica es confiable, porque las respuestas determinadas por ambos esquemas son semejantes.

El objetivo de este trabajo es mostrar la discrepancia que puede existir, cuando se elige un método numérico que proporciona valores semejantes, en un rango pequeño de respuestas, sin que el investigador note los grandes errores que se pueden presentar.

Determinación de los errores en las simulaciones numéricas

En esta sección se estudia un caso representativo de errores que se pueden presentar, en el desarrollo de simulaciones numéricas.

Hasta ahora existe congruencia entre las simulaciones realizadas por el método numérico Runge-Kutta-Fehlberg 4/5 en ambos simuladores, que presentan respuestas en el tiempo y la gráfica de la respuesta en frecuencia, que muestra la amplitud en el estado estable.

Con los resultados obtenidos se puede considerar que los resultados posteriores estarán siendo representados consistentemente para cualquier simulación futura.

Al realizar simulaciones posteriores, empleando los mismos simuladores y los mismos métodos numéricos se ha detectado que, lo anterior es válido sólo para algunas condiciones.

Estas condiciones no son evidentes, cambios posteriores en algunos de los parámetros de las simulaciones anteriores llevan a respuesta que pueden ser erróneas, y llevar a conclusiones incorrectas.

Considérense ahora los parámetros de la siguiente tabla.

| | |
|------------------------------|------------------------|
| $\omega = 3\omega_n$ [rad/s] | $m_0 r = 0.2303$ [kgm] |
| $\omega_n = 44$ [rad/s] | $m = 453.4$ [kg] |
| $\zeta = 0$ | |

Tabla 5 Valores numéricos de los parámetros para la Figura 8

Con los parámetros de la Tabla 5 se realiza una simulación conforme al método RKF4/5. El resultado se muestra en la Figura 8.

A diferencia de las simulaciones numéricas en función del tiempo, ahora el rango del mismo se extiende hasta $t = 300$ seg. No se considera la presencia de amortiguamiento, pero se tiene una relación de frecuencias de $\frac{\omega}{\omega_n} = 3$.

El valor esperado de la amplitud, conforme la respuesta en la frecuencia (ver Figura 6) debe ser aproximadamente de $X = 0.000571$ m, sin embargo, el resultado es completamente distinto. Como se mencionó con anterioridad, para altas frecuencias todos los valores de la amplitud convergen a un mismo valor, incluyendo el caso no amortiguado, se observa una respuesta completamente distinta y errónea de la considerada previamente.

Las simulaciones anteriores estaban restringidas para un rango de tiempo de hasta $t = 30$ seg. Al ampliar el rango del tiempo de la simulación, utilizando el mismo método numérico (RGK4/5), se aprecia que las primeras simulaciones sólo ofrecían un resultado parcial.

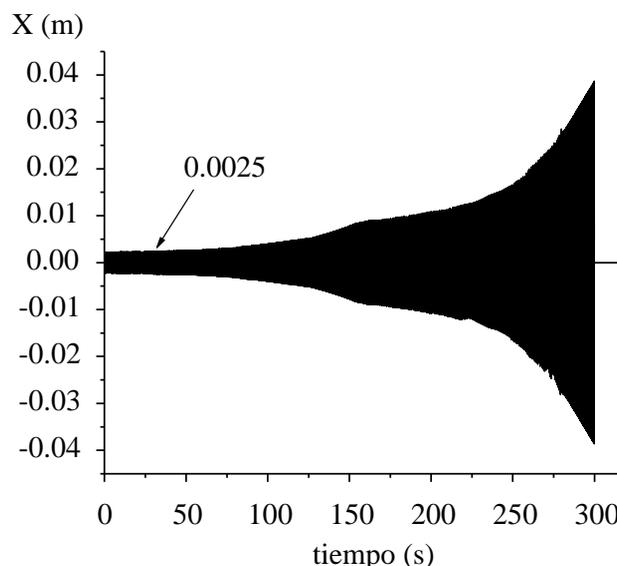


Figura 8 Respuesta en el tiempo para los datos de la Tabla 5

Para descartar un error atribuible al simulador, se decidió, realizar una simulación idéntica a la anterior, pero con el simulador ODE45 de Matlab® y el resultado es semejante, se reportan valores no consistentes con la respuesta en frecuencia.

Con el fin de determinar la falta de consistencia atribuible al comportamiento del sistema bajo las condiciones impuestas, se realiza el siguiente experimento numérico. Considérense ahora los parámetros de la siguiente tabla.

| | |
|------------------------------|------------------------|
| $\omega = 6\omega_n$ [rad/s] | $m_0 r = 0.2303$ [kgm] |
| $\omega_n = 44$ [rad/s] | $m = 453.4$ [kg] |
| $\zeta = 0$ | |

Tabla 6 Valores numéricos de los parámetros para la Figura 9

El resultado de la simulación numérica correspondiente a los datos de la Tabla 6, se presenta la Figura 9. Ahora se presenta nuevamente el comportamiento típico de la respuesta de la vibración forzada, se aprecia claramente el estado estable, sin embargo, la única diferencia entre las gráficas de las Figuras 8 y 9 es el rango de frecuencia, en la Figura 9, la respuesta corresponde a una relación en frecuencia $\frac{\omega}{\omega_n} = 6$.

El único referente concreto es la gráfica de la Figura 6, que contiene la respuesta completa de la amplitud. Por lo que la conclusión hasta ahora es que el método numérico puede dar resultados incorrectos. Es importante mencionar en este momento, que sin el conocimiento previo de la respuesta de la amplitud en el contexto de la frecuencia, el resultado obtenido a partir de la simulación numérica se puede considerar como correcto, y llegar a la conclusión de que el método numérico, puede producir errores no es inmediato, porque los métodos numéricos son herramientas que se consideran confiables.

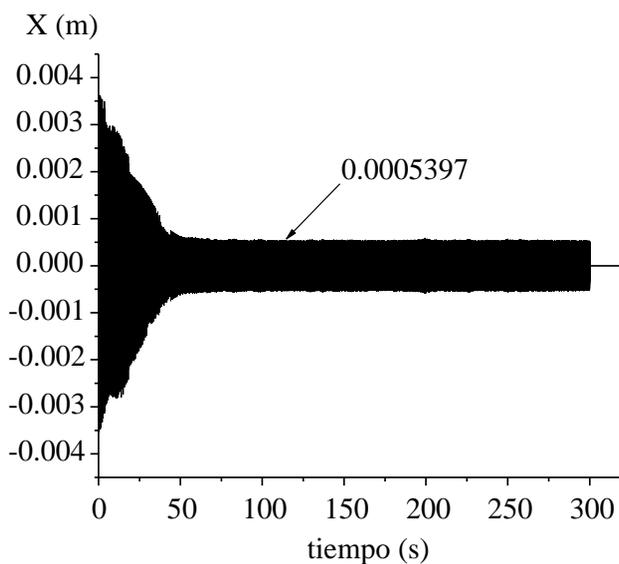


Figura 9 Respuesta en el tiempo para los datos de la Tabla 3

Con el fin de validar la conclusión anterior, en la Figura (10) se presenta una simulación realizada con los datos de la Tabla 5, pero utilizando el método numérico Runge-Kutta-Fehlberg 2/3.

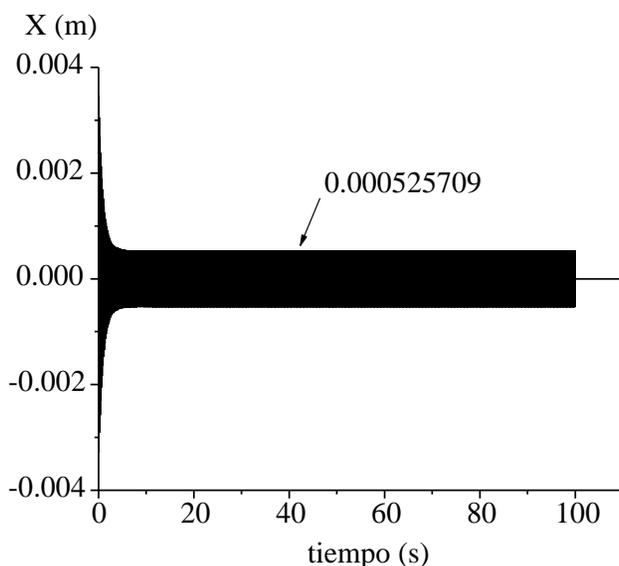


Figura 10 Respuesta en el tiempo para los datos de la Tabla 5, utilizando el método Runge-Kutta-Fehlberg 2/3

Se observa que la respuesta de la gráfica se presenta con mayor definición. Esta respuesta es consistente con lo preestablecido por la respuesta en frecuencia, el amortiguamiento es nulo y el estado transitorio es muy corto, debido a que al amortiguamiento es nulo.

Conclusiones

En este trabajo se ha revisado una de las situaciones más comunes en el análisis de la vibración mecánica, se trata del movimiento armónico forzado amortiguado. Existen dos herramientas básicas para éste análisis, una es la respuesta en la frecuencia que corresponde con resolver la ecuación diferencial asociada y expresar la solución en términos de la frecuencia de excitación, esto proporciona la respuesta para el caso general, sin embargo, reconstruir la respuesta exacta a partir de la respuesta en frecuencia puede llevar a obtener respuestas aproximadas en el tiempo.

La otra herramienta es la que proporcionan los métodos numéricos, en este caso, el método numérico empelado puede llevar a resultados incorrectos cuando el método elegido no es el adecuado.

Aquí se ha presentado un caso en el que se muestra que no se cumple la condición de estado estable con un método numérico particular, sin embargo, no es fácil determinar en qué condiciones el método ha proporcionado la solución correcta, sí se elige un rango de tiempo relativamente corto, entonces no se apreciará el error y se considerará que la solución es correcta para cualquier lapso de tiempo. Cuando se combinan las dos herramientas, entonces es posible garantizar el desempeño del sistema para cualquier rango de tiempo, conforme lo predice la respuesta en frecuencia y con un método confiable. La simulación numérica en el análisis de las vibraciones mecánicas requiere de muchos recursos informáticos, porque se acumula una gran cantidad de datos, esto puede producir fallas en el método numérico que se utilice.

Agradecimiento

Los autores agradecemos el apoyo institucional, de la Universidad Autónoma Metropolitana y de la Unidad Azcapotzalco, en particular de la División de Ciencias Básicas e Ingeniería y del Departamento de Energía.

Referencias

Åström, Karl Johan. (1982). A SIMNON Tutorial. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology (LTH),. (Research Reports TFRT-3168).

Chunling Du and Chee Khiang Pang, Multi-Stage Actuation Systems and Control. 2019 by Taylor & Francis Group.

Emerson, High Frequency Vibration Analysis, AMS 2140 Machinery Health Analyzer. White Paper December 2017. (<https://www.emerson.com/documents/automation/white-paper-high-frequency-vibration-analysis-ams-en-39104.pdf>)

Ginsberg, Jerry H, Mechanical and Structural Vibrations. Theory and Applications. First Edition, 2001. John Wiley & Sons, Inc.

León, R. A. G., Solan, E. F., & Pedroza, J. (2019). Diseño de un banco de pruebas para el análisis de vibraciones mecánicas. Revista Colombiana de Tecnologías Avanzadas (RCTA), 1(33).

MATLAB® High-Performance Numeric Computation and Visualization Software. Reference Guide. The MathWorks Inc

Meirovitch, Leonard. Fundamentals of Vibrations. McGraw-Hill, 2001.

Análisis de la generación de las irreversibilidades a partir del Coeficiente de Operación en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a

Analysis of the generation of irreversibilities from the Coefficient of Operation in a refrigeration system by mechanical vapor compression with R-134a

RANGEL-ROMERO, Carlos†*, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio

Universidad Tecnológica de Puebla

ID 1^{er} Autor: *Carlos, Rangel-Romero* / ORC ID: 0000-0003-4879-4228, CVU CONACYT ID: 894477

ID 1^{er} Coautor: *Juan Carlos, Rojas-Garnica* / ORC ID: 0000-0002-2661-587X, CVU CONACYT ID: 66417

ID 2^{do} Coautor: *Guillermo, Flores-Martínez* / ORC ID: 0000-0002-2243-2379, CVU CONACYT ID: 169853

ID 3^{er} Coautor: *Antonio, Barcelata-Pinzón* / ORC ID: 0000-0001-8287-004X, CVU CONACYT ID: 160211

DOI: 10.35429/JME.2019.12.3.10.15

Recibido 25 Julio, 2019; Noviembre 25, 2019

Resumen

En este trabajo se presenta el desarrollo de las contribuciones individuales, en la generación de irreversibilidades, de un sistema de refrigeración a partir del Coeficiente de Operación (COP). La generación de irreversibilidades ha sido ampliamente analizada utilizando los principios de la primera y la segunda ley de la termodinámica, dicho análisis emplea los parámetros de la entalpía, la entropía, así como la temperatura y el calor generado en cada componente. El método propuesto en este trabajo mejora la precisión de los cálculos debido al empleo del COP en el proceso matemático, el cual incluye los procesos de transferencia de calor y las caídas de presión desarrollados en el evaporador, línea de succión, compresor, línea de descarga, condensador, línea de líquido y válvula de expansión del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Se muestran los análisis matemáticos y los resultados experimentales, con estos se concluye que el procedimiento expuesto es más cercano a las condiciones reales.

COP, Irreversibilidades, R134a

Abstract

This paper presents the development of individual contributions, in the generation of irreversibilities, of a refrigeration system based on the Coefficient of Operation (COP). The generation of irreversibilities has been widely analyzed using the principles of the first and second laws of thermodynamics. This analysis uses the parameters of enthalpy, entropy as well as the temperature and heat generated in each component. The method proposed in this work improves the accuracy of the calculations due to the use of the COP in the mathematical process, which includes the processes of heat transfer and pressure drops developed in the evaporator, suction line, compressor, discharge line, condenser, liquid line and expansion valve of the mechanical vapor compression refrigeration system. The mathematical analyzes and the experimental results are shown, with these it is concluded that the exposed procedure is closer to the real conditions than those traditional procedures found in the text books.

COP, Irreversibilities, R134a

Citación: RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio. Análisis de la generación de las irreversibilidades a partir del Coeficiente de Operación en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-12: 10-15

* Correspondencia al Autor (Correo electrónico: carlos.rangel@utpuebla.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

Actualmente los sistemas de refrigeración tienen una gran aplicación en el sector doméstico, comercial e industrial y representan una fracción importante del consumo de energía a nivel mundial por lo que es necesario hacer frente al incesante aumento de consumo de energía debido a la escasez de fuentes y recursos renovables. Un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor debe estar enfocado al ahorro energético. Para tal fin debe contar con equipos eficientes, el empleo del refrigerante adecuado que contribuya a un menor calentamiento global y a la destrucción de la capa de ozono y una operación correcta de los equipos principales del sistema de refrigeración como son el evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión.

Es por ello que se hace necesario crear una cultura de ahorro energético que permita hacer uso de los recursos existentes de la mejor forma posible. El campo de la refrigeración no es ajeno a ello. Por lo que es indispensable optimizar de la manera más eficiente posible estos sistemas.

Existen diversos parámetros que deben estar claros a la hora de realizar una evaluación a los componentes del sistema de refrigeración, por ejemplo el método más empleado para realizar una evaluación de energía al sistema de refrigeración es el cálculo de las irreversibilidades originadas en cada componente principal de los sistemas de refrigeración, y con este análisis se conoce la situación y condiciones en su real dimensión, como pueden ser, la cantidad a ahorrar y las caídas de presión en las tuberías y la transferencia de calor que existe entre el refrigerante y el medio ambiente, la fricción del refrigerante al fluir por los componentes, solo por mencionar algunas, lo cual requiere una medición o evaluación constante en los componentes para así esbozar de manera más real y exacta el consumo de energía y optimizar de esta manera los procesos termodinámicos.

En este trabajo se presenta el desarrollo de las contribuciones individuales, en la generación de irreversibilidades, de un sistema de refrigeración a partir del Coeficiente de Operación (COP).

Los factores que provocan las irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor pueden ser originadas a causa de la transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas, la expansión libre, la mezcla de dos gases, entre otras más. Las causas de las irreversibilidades para nuestro estudio son la fricción, la expansión y compresión de no cuasiequilibrio y la transferencia de calor, las cuales se toman en cuenta en el desarrollo de las contribuciones individuales en la generación del COP, dentro del modelo teórico implementado a una metodología experimental la cual fue desarrollada en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP) de la SEPI-ESIME-ZACATENCO-IPN.

Metodología

En este trabajo se presenta el procedimiento que se sigue para realizar el análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor, este análisis se basa en la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica para obtener las irreversibilidades generadas en el sistema de refrigeración. Una vez calculadas las irreversibilidades se hace un análisis termodinámico empleando la definición del COP y con esta aplicación se muestran las contribuciones individuales en el sistema de refrigeración y que es un parámetro importante para la evaluación de la energía. La primera ley de la termodinámica aplicada a un volumen de control describe el balance de energía mediante la ecuación:

$$m_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - m_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + Q - W = \left[m_f \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right) - m_i \left(u + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right] \quad (1)$$

Para flujo permanente y despreciando los cambios de energía cinética y potencial, el flujo de masa a la entrada y a la salida permanece constante y la variación de la energía es nula, por lo tanto, la ecuación se simplifica:

$$Q - W = m(h_s - h_e) \quad (2)$$

Esta ecuación se aplica para hacer el balance de energía del compresor, porque se le suministra potencia mecánica e intercambia calor con el exterior.

Para el evaporador, el condensador y las diferentes tuberías a las que no se le suministra trabajo mecánico, pero intercambian calor con el exterior y por lo tanto la ecuación se escribe como:

$$Q = m(h_s - h_e) \quad (3)$$

Para la válvula de expansión a la que no se le suministra trabajo mecánico y tampoco intercambia calor con el exterior $Q=0$. En función de la entropía la segunda ley de la termodinámica se expresa como:

$$(S_f - S_i)_{sist} = \int rev \frac{\delta Q}{T} + \sum (ms)_e - \sum (ms)_s + \Delta S_{int} \quad (4)$$

Para flujo permanente, la variación de entropía en el sistema es cero, por lo tanto, la ecuación queda como:

$$\Delta S_{int} = m(S_s - S_e) - \frac{Q}{T} \quad (5)$$

El Coeficiente de Operación (COP), que se define como la carga térmica entre el flujo de energía suministrada en forma mecánica a través del compresor, el COP es un parámetro útil para evaluar el comportamiento del sistema de refrigeración, porque representa el número de unidades de refrigeración que se logra por unidad de energía suministrada, el COP se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q}{P_{eléctrica}} \quad (6)$$

La potencia eléctrica consumida se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_{eléctrica} = \sqrt{3}VI\cos\varphi \quad (7)$$

Combinando la ecuación (2) y (5) y empleando la definición del COP, se tiene la siguiente ecuación:

$$\Delta E = 0 = Q_{cond} + Q_{comp} + Q_{succ}^{tub} + Q_{desc}^{tub} - Q_{evap} - P_{eléctrica} \quad (8)$$

$$\Delta S = 0 = \frac{Q_{cond} + Q_{comp} + Q_{succ}^{tub} + Q_{des}^{tub}}{T_{amb}} - \frac{Q_{evap}}{T_{evap}} - \Delta S_{int} \quad (9)$$

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{amb}}{T_{evap}} + \frac{T_{amb}\Delta S_{int}}{Q_{evap}} + \frac{T_{amb}(\Delta S_{comp} + \Delta S_{succ}^{tub} + \Delta S_{des}^{tub})}{Q_{evap}} \quad (10)$$

Con la ecuación (10) se observa que, a partir de la definición del COP, se tienen las contribuciones individuales de las irreversibilidades y cada una de ellas representa una evaluación del comportamiento de la energía. Estas contribuciones se pueden agrupar en un COP externo que mide la contribución del refrigerante con respecto al medio ambiente.

$$\frac{1}{COP_{ext}} = -1 + \frac{T_{amb}}{T_{evap}} \quad (11)$$

También se puede definir un COP interno que evalúa el comportamiento entre la generación de irreversibilidad que se origina entre el condensador y el evaporador, con respecto al calor absorbido del refrigerante en el evaporador de la sustancia a enfriar, tomando en cuenta la temperatura ambiente.

$$\frac{1}{COP_{int}} = \frac{T_{amb}\Delta S_{int}}{Q_{evap}} \quad (12)$$

El COP del compresor que es la suma de las irreversibilidades que se originan en el compresor, en la tubería de succión y tubería de descarga con respecto al calor absorbido del refrigerante en el evaporador del espacio a enfriar, tomando en cuenta la temperatura ambiente, se define como:

$$\frac{1}{COP_{comp}} = \frac{T_{amb}(\Delta S_{comp} + \Delta S_{succ}^{tub} + \Delta S_{des}^{tub})}{Q_{evap}} \quad (13)$$

Este modelo teórico desarrollado es aplicado a los datos obtenidos en forma experimental. Los experimentos se realizaron para enfriar agua a un flujo en el evaporador de 1.1 L/s, utilizando como refrigerante R-134a y a una carga térmica de 4.6 kW. Durante el desarrollo de los experimentos se tomaron lecturas de temperaturas y presiones del refrigerante en cada entrada y salida del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión, para el agua se verificó el flujo del agua y la temperatura del agua a la entrada y salida del evaporador, así como la temperatura del depósito de agua, que es la sustancia a enfriar. También se midieron la temperatura ambiente y los parámetros eléctricos necesarios para calcular la potencia suministrada al compresor.

Los ciclos reales de refrigeración por compresión mecánica de vapor difieren de los ciclos ideales, por las irreversibilidades que se generan en los diferentes equipos del sistema de refrigeración, estas irreversibilidades aunque no se pueden evitar se deben reducir a un mínimo porque traen como consecuencia la necesidad del suministro de potencia adicional para lograr la refrigeración deseada ya que mientras las irreversibilidades aumenten también sucede lo mismo con la potencia suministrada al compresor. Con el cálculo de las irreversibilidades se puede apreciar que componente tiene la mayor irreversibilidad generada en el sistema de refrigeración.

Análisis de Resultados

En la figura 1 se muestra el comportamiento del Coeficiente de Operación, la suma de la distribución da como resultado el COP total, como se puede observar el que mayor contribuyó al rendimiento del ciclo de refrigeración es el COP del compresor, a pesar de que ahí se originan las mayores irreversibilidades es también ahí donde se presentó una mayor aportación para el COP total, que es un parámetro importante para el aprovechamiento de la energía. Posteriormente, sigue el COP externo que resultó de la diferencia finita de la temperatura de evaporación del refrigerante con respecto a la temperatura ambiente y el que menor aportó al valor del COP total es el COP interno. De las tres aportaciones que contribuyen al valor del COP total, en este estudio únicamente se analizaron el COP compresor y el COP interno ya que se pueden llegar a modificar o minimizar las irreversibilidades y con esto lograr un aumento en el COP total, con lo que respecta al COP externo, los valores que no se pueden controlar para mejorar su aportación al COP total son la temperatura ambiente y la temperatura de evaporación.

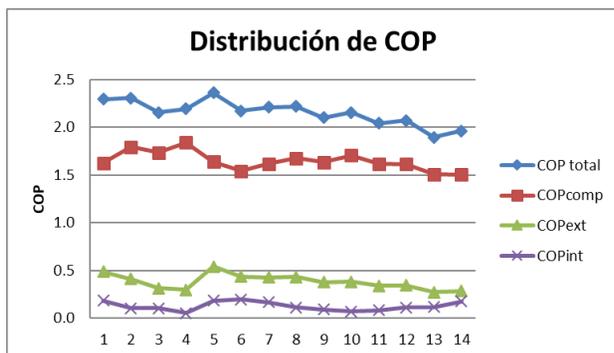


Figura 1 Distribución de aportaciones al COP total
Fuente: Elaboración Propia

En la figura 2 se observa el comportamiento del COP interno con respecto a la generación de irreversibilidades, es importante resaltar que el comportamiento del COP interno fue proporcional a la generación de irreversibilidades en el condensador, este parámetro nos indicó que para aumentar el valor numérico del COP interno es necesario minimizar la irreversibilidad del componente, asimismo la irreversibilidad en el evaporador tiende a comportarse de manera uniforme.

En la figura 3 se muestra la evolución del COP compresor con respecto a la irreversibilidad total en el sistema de refrigeración y la irreversibilidad del compresor, es claro en la gráfica que el comportamiento de la irreversibilidad total presentó una tendencia igual al del compresor, con respecto al COP del compresor se observa que tiende a disminuir de valor cuando la irreversibilidad total y del compresor tienden ir en aumento.

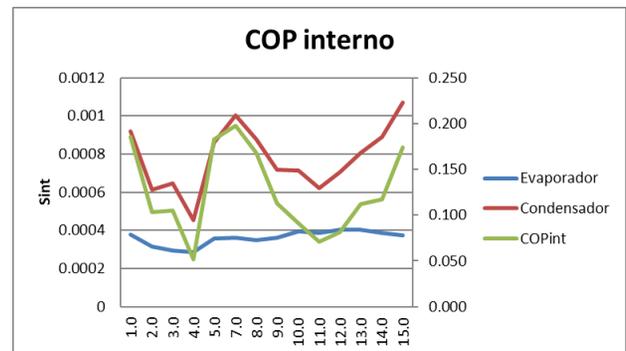


Figura 2 Comparación del COP interno con respecto a la entropía en el evaporador y condensador
Fuente: Elaboración Propia

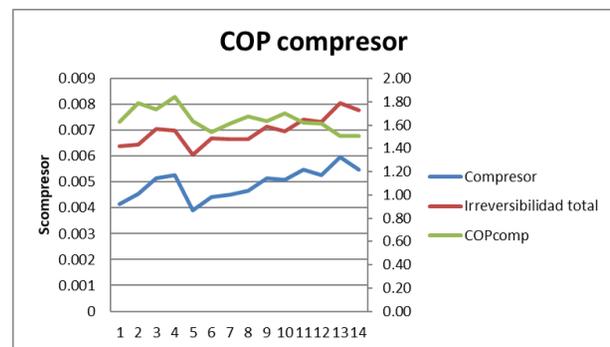


Figura 3 Comparación del COP del compresor con respecto al irreversibilidad total y la entropía del compresor
Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 4 se muestra como el COP interno logró disminuir de valor en cuanto la irreversibilidad total y la potencia suministrada al compresor fueron aumentando, lo que indica que el COP interno decrece lo que ocasionó que su aporte al valor del COP total disminuyó, una de las causas de este comportamiento son las caídas de presión que existen en los equipos del condensador y evaporador, así como las tuberías que los conectan. Es importante mencionar que una caída de presión en la tuberías merma la capacidad del evaporador de absorber calor del espacio a enfriar por lo que obliga al compresor a funcionar con una menor presión de succión con el único propósito de mantener la temperatura de evaporación constante y a medida que decrece la presión de succión la potencia suministrada va en aumento y la irreversibilidad total se comporta de la misma manera ocasionando que el COP interno disminuya.

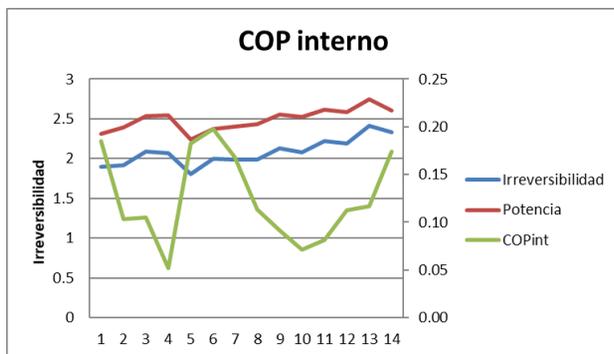


Figura 4 Comparación del COP interno con respecto a la irreversibilidad total del sistema y la potencia del mismo
Fuente: Elaboración Propia

En la figura 5 se muestra una relación de la irreversibilidad total con respecto a la potencia suministrada al compresor y esta relación se compara con el COP del compresor y nos muestra una tendencia que nos indica que cuando la relación de irreversibilidad total y potencia suministrada al compresor disminuyeron la COP del compresor aumentó lo que trae como consecuencia que el COP total y la eficiencia en el sistema de refrigeración presentaran el mismo comportamiento, por lo que esta tendencia nos indica que para que pueda disminuir la relación de irreversibilidad total y potencia suministrada al compresor es necesario que la transferencia de calor de la línea de succión, la línea de descarga, y en el compresor, así como también las caídas de presión tienen que disminuir para que esta relación disminuya y el COP de compresor aumente y de esta forma mejore el proceso del sistema de refrigeración.

Es importante mencionar que la caída de presión debida a la fricción en la línea de succión no debe provocar un cambio excesivo en la temperatura de saturación, ya que origina la degradación de la energía aumente y esto ocasiona una disminución del COP del compresor.

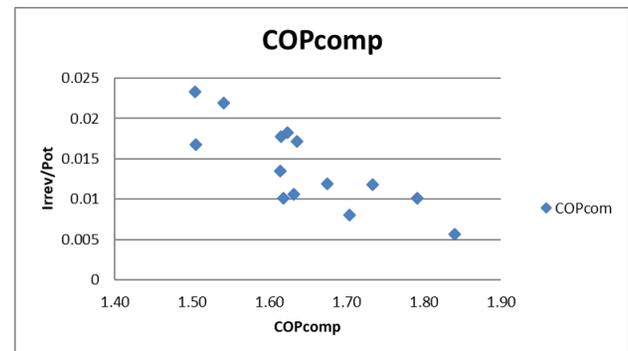


Figura 5 Comportamiento del COP del compresor con respecto al cociente de la irreversibilidad entre la potencia del sistema
Fuente: Elaboración Propia

Fuente: Elaboración Propia

En la figura 6 se observa como el COP interno tendió a aumentar cuando la relación de la irreversibilidad total y la potencia suministrada al compresor aumentaron, lo que trae como consecuencia que para mejorar el parámetro del COP interno es necesario que la producción de irreversibilidad aumente, lo que afecta al COP del compresor.

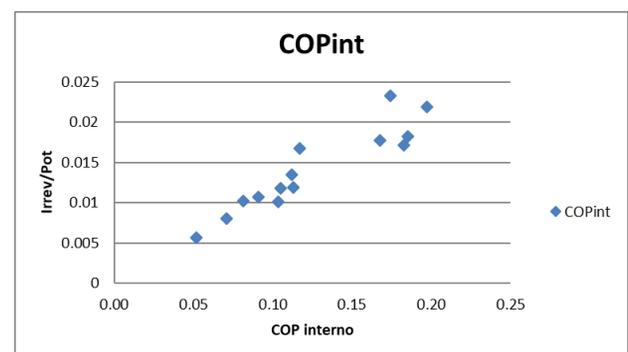


Figura 6 Comportamiento del COP interno con respecto al cociente de la irreversibilidad entre la potencia del sistema
Fuente: Elaboración Propia

Fuente: Elaboración Propia

Agradecimientos

Se agradece las facilidades prestadas para la elaboración del presente trabajo a la Universidad Tecnológica de Puebla y al Instituto Politécnico Nacional.

Conclusiones

En este trabajo se muestra que el estudio de la conversión y el uso eficiente de la energía para emplear los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor es importante. El cálculo de las irreversibilidades a partir del Coeficiente de Operación tiene como propósito representar de una manera más clara cómo también las irreversibilidades aportan al uso eficiente de la energía, mediante una distribución de las irreversibilidades a través del COP total. Con este modelo desarrollado se muestra que para obtener un mejor COP total es necesario aumentar el valor del COP del compresor, lo cual se logra minimizando la entropía generada en el ciclo en función de la relación de temperaturas del fluido de trabajo con respecto a la temperatura del medio ambiente. Con esta aportación se considera que se puede mejorar el rendimiento de un sistema de refrigeración.

Trabajo Futuro

Se propone realizar un estudio para encontrar un punto de operación óptimo mediante la distribución de las irreversibilidades empleando el COP del compresor, el COP interno y el COP externo a una misma carga térmica.

Referencias

- Beenon W. L., Pham H. M. (2003). Vapor-injected scroll compressor. *ASHRAE Journal*, 45(4): Pp. 22-27.
- Cho H, Chung J. T., Kim Y. (2003). Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 26: Pp. 87-94.
- Di Nicola G., Brandoni C., Di Nicola C., Giuliani G. (2012). Triple point measurements for alternative refrigerants. *J. Therm. Anal. Calorim.*, 108: Pp. 627-631.
- Ding Y J, Chai Q H, Ma G Y, et al. (2004). Experimental study of an improved air source heat pump. *Energy Conversion and Management*, 45: Pp. 2393-2403.
- Dutta A., Yanagisawa T., Fukuta M. (2001). An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection. *International Journal of Refrigeration*, 24: Pp. 577-587.
- Fukuda S., Kondou C., Takata N., Koyama S. (2013). Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. *Int. J. Refrig.*, 40: Pp. 161-173.
- Kondo S., Takizawa K., TokuhashK. I. (2012). Effects of temperature and humidity on the flammability limits of several 2L refrigerants. *J. Fluor. Chem.*, 144: Pp. 130-136.
- Navarro E., Redon A., Gonzalvez-Macia J., Martinez-Galvan I. O., Corberan J. M. (2013). Characterization of a vapor injection scroll compressor as a function of low, intermediate and high pressures and temperature conditions. *International Journal of Refrigeration*, 36: Pp. 1821-1829.
- Qiu G., Meng X., Wu J. (2013). Density measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans- 1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)). *J. Chem. Thermodyn.*, 60: Pp. 150-158.
- X Meng., Qiu G., Wu J., Abdulagato I. M. (2013). Viscosity measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)). *J. Chem. Thermodyn.*, 63: Pp. 24-30.
- Xu S. X., Ma G. Y. (2015). Working performance of R-32 two-stage compression system in domestic air-conditioner. *Energy and Buildings*, 93: Pp. 324-331.
- Yang M., Wang B. L., Li X. T., Shi W. X., Zhang L. (2015). Evaluation of two-phase suction, liquid injection and two-phase injection for decreasing the discharge temperature of the R32 scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 59: Pp. 269-280.

Análisis de la transferencia de calor de un sistema de refrigeración a partir de nanofluidos

Heat transfer analysis of cooler system from nanofluids

GARCIA-FLORES, José Luis†*, VALLE-HERNANDEZ, Julio, GALLARDO-VILLAREAL, José Manuel y ALONSO-ALFARO, Jorge Guillermo

*Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo, Maestría en Ingeniería Aeroespacial.
Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Apan*

ID 1^{er} Autor: *José Luis, Garcia-Flores* / ORC ID: 0000-0002-0339-5525, CVU CONACYT ID: 872522

ID 1^{er} Coautor: *Julio, Valle-Hernandez* / ORC ID: 0000-0001-8957-0066, Researcher ID Thomson: O-7339-2018, CVU CONACYT ID: 210743

ID 2^{do} Coautor: *José Manuel, Gallardo-Villareal* / ORC ID: 0000-0002-7578-7279, CVU CONACYT ID: 366394

ID 3^{er} Coautor: *Jorge Guillermo, Alonso-Alfaro* / ORC ID: 0000-0001-8073-6736, CVU CONACYT ID: 446175

DOI: 10.35429/JME.2019.12.3.16.24

Recibido 20 Julio, 2019; Aceptado 30 Diciembre, 2019

Resumen

En la última década una de las principales áreas de oportunidad en los sistemas de refrigeración, es la referente a aumentar la eficiencia de los mismos; para ello se ha estado innovando en materiales y fluidos de trabajo principalmente. En este trabajo se aborda el análisis de transferencia de calor en sistemas de refrigeración líquida agregando nanopartículas. Dichos sistemas tienen diferentes aplicaciones industriales y en refrigeración de sistemas electrónicos. En el presente trabajo se propone una configuración del sistema de refrigeración a utilizar. El análisis consta del modelado matemático a partir del diseño de la geometría y la trayectoria de flujo en la tubería, además de una simulación en Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD), del sistema. En los resultados se presentan las condiciones térmicas de operación en régimen laminar en 2D y se comparan con los resultados obtenidos con agua, sin nanopartículas, estimando la ganancia que el sistema obtiene en la transferencia de calor al utilizar nanofluidos.

Nanofluidos, Refrigeración, Simulación CFD.

Abstract

In the last decade one of the main opportunity areas of the cooler systems is increase their efficiency; for this, it has been innovating in materials and working fluids mainly. In the last decade one of the main areas of opportunity in refrigeration systems is the reference to increase their efficiency. For this, it has been innovating in materials and fluids of work mainly. In this work, the analysis of the transfer of calories in liquid cooling systems is analyzed by adding nanoparticles. These systems have different industrial and refrigeration applications in electronic systems. In the present work a configuration of the refrigeration system to be used is proposed. The analysis consists of the mathematical mode from the design of the geometry and the trajectory of the flow in the pipeline, in addition to a simulation in Computational Fluid Dynamics (CFD) of the system. The conditions are presented in the results.

Nanofluids, Cooler, CFD simulation

Citación: GARCIA-FLORES, José Luis, VALLE-HERNANDEZ, Julio, GALLARDO-VILLAREAL, José Manuel y ALONSO-ALFARO, Jorge Guillermo. Análisis de la transferencia de calor de un sistema de refrigeración a partir de nanofluidos. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-12: 16-24

* Correspondencia al Autor (Correo electrónico: joseluis_garcia01@live.com.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor.

Introducción

Los sistemas de refrigeración de alta eficiencia, se encuentran en desarrollo en diferentes áreas de la industria, tales como aeroespacial, electrónica, informática, comunicaciones, industria de alimentos, de generación de energía entre otras. El término alta eficiencia hace referencia a la tasa de transferencia de calor que son capaces de remover, además del tiempo de vida y rangos de temperaturas en su operación. (Dr. Ashwini Kumar, 2017). El fluido refrigerante tiene un papel importante en el comportamiento de estos sistemas, es por ello que en el presente trabajo se propone utilizar nanofluidos como refrigerante.

Actualmente existe una gran cantidad de autores que reportan ganancia en la transferencia de calor al utilizar nanofluidos como refrigerante, sin embargo la configuración es de un tubo configurado linealmente (P.R.Mashaeia, 2016), en este caso se determina la ganancia en configuraciones diferentes.

Este tipo de sistemas son utilizados para refrigerar en su mayoría componentes electrónicos, los cuales a su vez están instalados en diferentes aparatos empleados en la industria de computadoras y aeroespacial principalmente. Aunque estos sistemas comparten la característica principal de ser de tamaño pequeño (40 cm^2 promedio), no está descartado el uso de estos heat pipes, en aparatos de mayor tamaño y aprovechar la eficiencia del mismo en vehículos espaciales de mayor tamaño, instalaciones industriales entre otros. (Mameli1, 2018)

En el presente trabajo se desarrolla un modelo matemático para la transferencia de calor de los heat pipes, haciendo énfasis en la distribución de la temperatura en el interior del tubo. Con el seguimiento del comportamiento de esta variable, podemos visualizar la ganancia en la transferencia de calor del sistema propuesto con los materiales y nanopartículas mencionados. Como resultados se muestran las gráficas de la distribución de la temperatura, así como del comportamiento de la velocidad del fluido a diferentes concentraciones.

Descripción del sistema

En este trabajo se propone el uso de un heat pipe, para refrigerar sistemas que operen en un rango de 18 W de calor, para los cuales se reportará la temperatura operativa y la distribución de la misma. Una de las principales aplicaciones de este estudio es en la industria aeroespacial, debido a las condiciones de operación., donde no existe espacio para un sumidero de calor, un ventilador o una bomba que apoye en la circulación del fluido de trabajo. (Shukla, 2018).

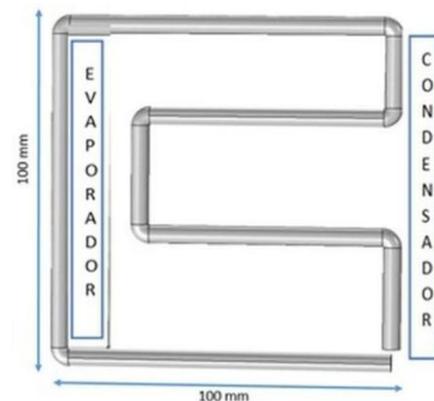


Figura 1 Configuración del sistema

Fuente: Elaboración Propia

Este tipo de tubos favorecen la circulación natural del fluido, eliminando el uso de bombas y válvulas de expansión que los sistemas de refrigeración utilizan comúnmente. El tubo capilar analizado es de cobre calibre 0.28, (4.4 mm de diámetro interior), medidas comerciales utilizadas en equipos de aire acondicionado y refrigeradores, la medida es comercial debido a que esto facilitará la construcción de un prototipo experimental para validar los resultados.

| Material del tubo | Cobre |
|---------------------|--------|
| Largo del tubo | 640 mm |
| Largo evaporador | 103 mm |
| Diámetro interior | 4.4 mm |
| Diámetro exterior | 5.2 mm |
| Largo condensador | 130 mm |
| Radio de las curvas | 3 mm |

Tabla 1 Geometría del sistema

Fuente: Elaboración Propia

Metodología

El estudio inicia con la propuesta de una geometría basada en referencias bibliográficas, (Stéphane Launay, 2018).

Una vez que se propone la geometría se desarrolla el modelo matemático que rige este tipo de intercambiadores del calor, donde se identifican las variables principales que participan directamente en el desempeño del sistema, y sobre las cuales se realizaron gráficos para evaluar el desempeño del tubo. Una vez establecidas las ecuaciones que rigen el trabajo se analizan mediante simulaciones en CFD y se discuten los resultados.

Modelos Matemáticos

Existen diferentes modelos utilizados en este tipo de estudios, en este caso nos enfocaremos en los modelos establecidos (Faghri M. M., 1990) por los cuales muestran una diferencia importante en la temperatura de las secciones de alta y baja temperatura del heat pipe; las ecuaciones de estos modelos se enfocan en dos partes importantes del tubo, en forma radial por la naturaleza del estudio, donde el flujo másico y flujo de calor juegan un papel importante en este estudio.

Sección de vapor

En esta sección se tomaran valores típicos reportados para el número de Reynolds (210) y Mach (0.01), (Hitchcock, 1988) valores que describen a un flujo incompresible y laminar dentro del tubo en esta sección. Aunque se han reportado que no necesariamente debe ser así, pues también puede ser turbulento ($Re < 2000$, $Mach < 0.3$) (P. D. Dunn and D. A. Reay, 1994) y mostrar un comportamiento diferente, pero cabe mencionar que en este régimen se ha estudiado el tubo en configuración lineal. Para nuestro caso de estudio la viscosidad será considerada constante de tal manera que en coordenadas cilíndricas (r-z) las ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{\partial}{\partial z} (w) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v^2) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho v w) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (2)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r v w) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w^2) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rw) \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

$$\rho c_p \left(v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

Donde:

ρ : Densidad.

μ : Viscosidad dinámica

p: Presión

T: Temperatura

C_p : Calor específico

k: Conductividad térmica

4.2 Sección de pared:

En la sección de pared, se considera conducción pura para este modelado, por lo que se describe con la siguiente ecuación:

$$k_w \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial T_w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_w}{\partial z^2} \right] = 0 \quad (5)$$

Condiciones de frontera

Para este trabajo se requieren condiciones de frontera en ambos extremos del heat pipe, en la interfaz de vapor-líquido y el parte exterior de la pared del tubo y condiciones de no deslizamiento en el interior del tubo.

$$v = w = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad \text{cuando } z = 0, L \quad (6)$$

Interfaz líquido vapor

En la interfaz de líquido-vapor, se consideran condiciones de saturación durante la operación del heat pipe, por lo cual la temperatura en este punto se puede modelar con la ecuación de Clausius- Clapeyron (Faghri A. , 1995)

$$T = \frac{1}{\frac{1}{T_0} - \left(\frac{R}{h_{fg}} \right) \ln \left(\frac{pv}{p_0} \right)} \quad (7)$$

Donde:

R: Constante del gas

h_{fg} : Calor latente del fluido de trabajo.:

p_0 : Presión de saturación.

T_0 : Temperatura de saturación.:

Las condiciones aplicadas para la velocidad se basan en la tasa de cambio de evaporación y condensación del fluido de trabajo, la velocidad axial y longitudinal en la interfaz líquido-vapor está dada por:

$$v_i = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (8)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico en la interfaz vapor – líquido.

Considerando que los efectos del fluido en la zona caliente la velocidad se considera negativa, mientras que en la zona fría se considera positiva, para el balance de masa. Finalmente las consideramos el flujo de calor en la pared del tubo, utilizando:

$$k_w = \frac{\partial T_w}{\partial r} = \pm \frac{Q}{A} \quad (9)$$

Una distribución de calor en el tubo, se considera positivo en la sección de vapor, cuerpo en la sección adiabática y negativo en la zona de condensación.

Propiedades de los nanofluidos empleados

Desde que se dieron a conocer los primeros estudios y se originó el término de nanofluido (S. U. S. Choi, 1995) la mayoría de las investigaciones de este tema se han enfocado en el estudio de sus aplicaciones y ya que estas son fuertemente dependientes de la temperatura y la concentración volumétrica de las nanopartículas suspendidas, Tales propiedades muestran grandes diferencias con las de fluidos en magnitud y también en su comportamiento (Philip, 2008).

Experimentalmente, se ha encontrado que para nanofluidos la conductividad térmica llega a ser el doble que la del fluido base puro, esto solo con incluir una pequeña cantidad de nanopartículas en el líquido portador. Una parte importante en el estudio de los nanofluidos es la concentración de nanopartículas suspendidas en el fluido base, en este trabajo se tomaran concentraciones pequeñas, 0,05, 0,075 y 0.1 vol. Emplearan relaciones semiteóricas (Maheswaran, 2018) para ingresar al software CFD, las propiedades necesarias para simular el comportamiento del nanofluido en el sistema.

Viscosidad

Debido a la presencia de partículas, la viscosidad de los nanofluidos es superior a la de los fluidos base, para la determinación de la viscosidad de suspensiones coloidales se han desarrollado algunas expresiones teóricas, las cuales presentan resultados aceptables en relación a mediciones experimentales. (Bird, 2007).

Así, Einstein desarrollo una expresión teórica para la evaluación de la viscosidad efectiva, μ_{eff} de una suspensión diluida de partículas esféricas. Idealmente las nanopartículas con tamaño promedio entre 10 y 50 nm son de forma esférica, por lo cual para este trabajo de investigación la siguiente expresión es válida.

$$\mu_{nf} = \frac{\mu_{fb}}{(1-\phi)^{2.5}} \quad (9)$$

Donde:

μ_{nf} : Viscosidad nanofluido.

μ_{fb} : Viscosidad fluido base.

ϕ : Concentración (vol).

Cabe mencionar que la ecuación anterior es válida para concentraciones volumétricas menores al 5%, por lo cual es totalmente aplicable en este trabajo.

Densidad

La densidad es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa de una sustancia contenida en un determinado volumen. En los nanofluidos mediante la teoría de mezclas ideales (Smith, 2005) se puede deducir fácilmente expresión para su cálculo, la expresión es:

$$\rho_{nf} = (1 - \phi)\rho_{fb} + \phi\rho_{np} \quad (10)$$

Donde:

$\rho_{nf}, \rho_{fb}, \rho_{np}$: Densidad nanofluido, fluido base y nanopartícula

ϕ : Concentración volumétrica

Calor específico

El calor específico es una magnitud física que se define como la cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa de una sustancia o sistema termodinámico para elevar su temperatura en una unidad (kelvin). En los nanofluidos es posible calcular el calor específico mediante la teoría de mezclas (Wylen, 2008), es decir, mediante un balance de energía en estado estacionario y suponiendo el calor específico constante con la temperatura, se llega a una expresión de la forma, en donde las variables de la misma ya han sido descritas.

$$\rho C p_{nf} = (1 - \phi)(\rho C p)_{fb} + \phi(\rho C p)_{np} \quad (11)$$

Conductividad térmica

Es la capacidad de una sustancia de transferir la energía cinética de sus moléculas a otras moléculas adyacentes o a sustancias con las que está en contacto. (Incropera, 1999). Es uno de los parámetros más importantes en la transferencia de calor, y la mayor parte de los trabajos experimentales de nanofluidos procuran estudiar esta propiedad como función de la temperatura y la concentración volumétrica de las nanopartículas en suspensión.

Maxwell desarrolló un modelo para determinar la conductividad eléctrica o térmica de medios heterogéneos con fracción volumétrica mínima de partículas (Maxwell, 1891). Aunque ha sido aplicado con éxito en compuestos sólidos, es aplicable en menor medida en suspensiones líquidas homogéneas, diluidas, y de partículas esféricas.

$$K_{nf} = \frac{2K_{np} + K_{fb} + \phi(K_{np} - K_{fb})}{2K_{np} + K_{fb} - 2\phi(K_{np} - K_{fb})} \quad (12)$$

Los subíndices de la expresión anterior ya han sido descritos anteriormente.

Modelo CFD

En la simulación de este sistema se utilizan condiciones de frontera de Von Neumann, es decir conocemos el flujo de calor y temperatura en la sección de evaporador, 18 W y 97.5 °C, además de las propiedades del fluido calculadas con las expresiones anteriores. Esta simulación se hizo en estado transitorio, en trabajos futuros se pretende analizar el estado transitorio y con otras geometrías y concentraciones de nanopartículas. El régimen del fluido dentro del tubo será laminar, en este trabajo Las nanopartículas que se seleccionaron para este trabajo son de plata (Ag) y cobre (Cu), de tamaño promedio de 20 nm, para la cuales existen propiedades teóricas definidas y se muestran a continuación:

| Propiedad | Densidad | Cp | Viscosidad | Conductividad |
|-----------|----------------------|--------|------------|---------------|
| d | d | [J/gK] | d | d |
| | [Kg/m ³] | [] | [mPas] | [W/mK] |
| Plata | 10.5 | 0.49 | 2 | 12.3 |
| Cobre | 8.96 | 0.24 | 2.57 | 48.3 |

Tabla 2 Propiedades nanopartículas

Fuente: American elements

En la siguiente tabla se muestran las propiedades de los nanofluidos empleados en este trabajo, las cuales se obtuvieron utilizando las propiedades anteriores.

| Propiedad / ϕ | 0.05 | 0.75 | 0.1 |
|-------------------------------|---------|---------|--------|
| Viscosidad.[Pa*s] | 2.273 | 2.43 | 2.60 |
| Densidad.[Kg/m ³] | 1472.15 | 1709.72 | 1947.3 |
| Calor específico[J/Kg*K] | 2.86 | 2.48 | 2.19 |
| Conductividad Térmica.[W/mK] | 14.8 | 14.97 | 15.48 |

Tabla 3 Propiedades nanofluido de Plata

| Propiedad / ϕ | 0.05 | 0.75 | 0.1 |
|-------------------------------|---------|---------|--------|
| Viscosidad.[Pa*s] | 2.29 | 2.41 | 2.60 |
| Densidad.[Kg/m ³] | 1392.45 | 1590.17 | 1789.9 |
| Calor específico[J/Kg*K] | 2.86 | 2.67 | 2.38 |
| Conductividad Térmica.[W/mK] | 57.22 | 57.90 | 58.59 |

Tabla 4 Propiedades nanofluido de Cobre

Se aplican las condiciones de frontera mencionadas anteriormente y en primera instancia se corre el modelo utilizando solo agua, para tener un parámetro de comparación del comportamiento del nanofluido a través del sistema. Luego se introducen las propiedades del nanofluido de ambas partículas metálicas, en el software se da como fluido de trabajo el agua destilada, pero se introducen manualmente las propiedades de cada nanofluido en cada concentración (Tabla 3), de igual manera se hacen las corridas con las condiciones de frontera mencionadas y se grafica la distribución de temperatura en el tubo.

Resultados y discusión

En la figura 2, se observa la distribución de temperatura, donde se aprecia la mayor temperatura en la zona de vapor, donde estará colocado el componente del cual se quiere retirar calor y en la parte de condensación la temperatura es más baja. Esta es una de las principales ventajas de estos sistemas, ya que entre más se enfríe el fluido en el interior del tubo, existirá una mayor diferencia de temperaturas, lo cual conlleva a que se pueda extraer más calor. Otro de los parámetros más importantes es la velocidad dentro del tubo es la velocidad del fluido en el interior del mismo, es de vital importancia conocer el campo de velocidades, el cual se muestra en la figura 3.

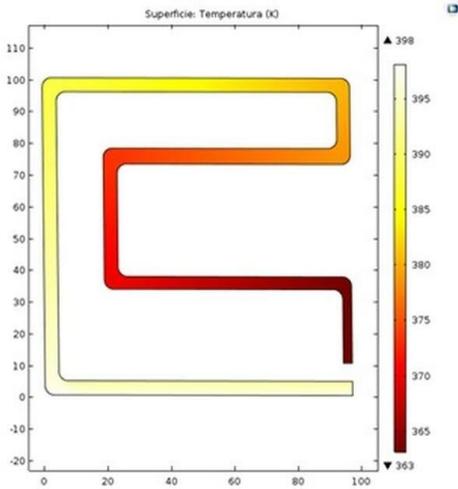


Figura 2 Distribución de temperatura del sistema, utilizando agua

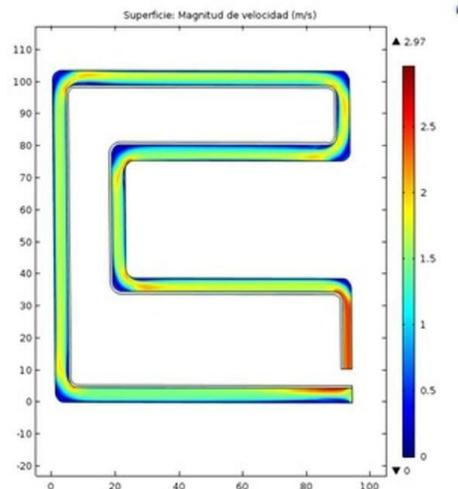


Figura 5: Distribución de velocidad en el interior del tubo, utilizando nanofluido de plata a 0-1% de concentración volumétrica

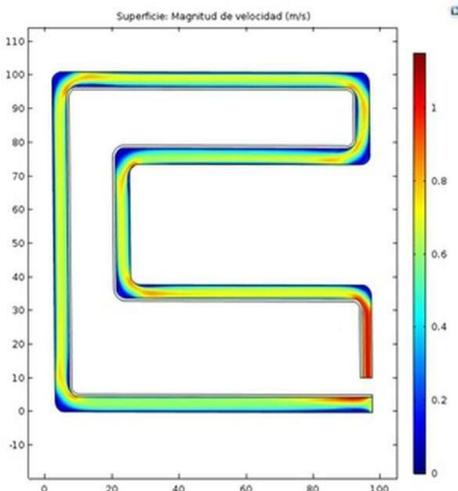


Figura 3 Campo de velocidades del sistema, utilizando agua

Posteriormente se repitió la simulación, pero ahora con las nanopartículas dispersas, como ya se mencionó antes en concentraciones pequeñas, menos del 5%, las simulaciones arrojaron los siguientes resultados.

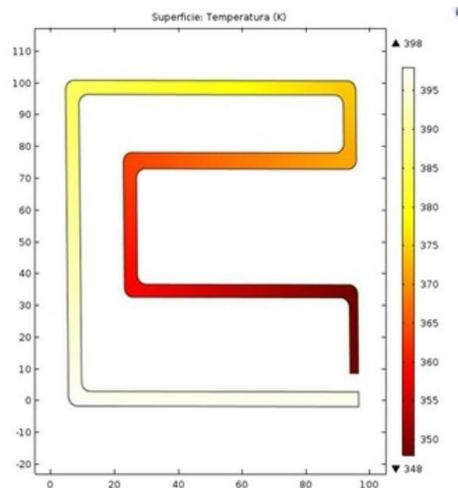


Figura 6 Distribución de temperatura del sistema, utilizando nanofluido de cobre a 0.1% de concentración volumétrica

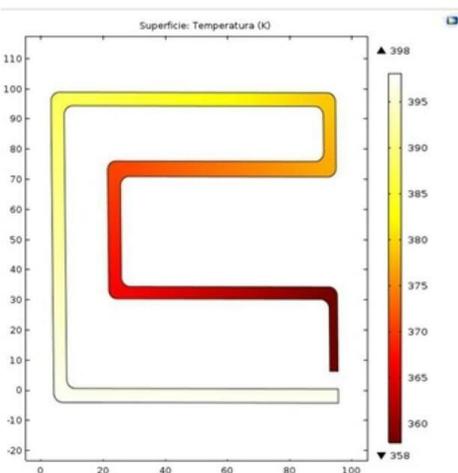


Figura 4 Distribución de temperatura del sistema, utilizando nanofluido de plata a 0.1% de concentración volumétrica

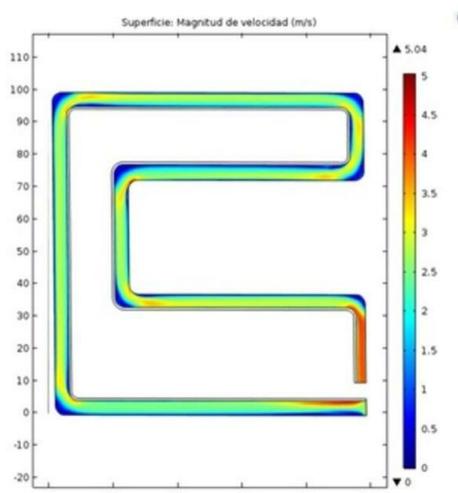
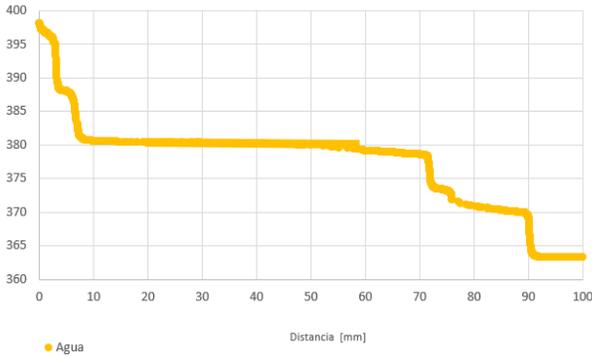


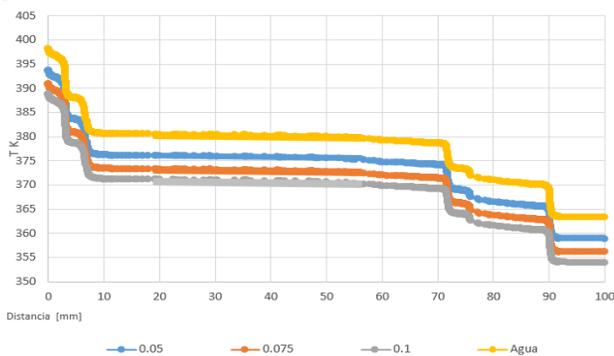
Figura 7 Distribución de velocidad en el interior del tubo, utilizando nanofluido de cobre a 0.1% de concentración volumétrica

Los resultados obtenidos de las primeras corridas en el software, las cuales fueron hechas empleando agua como fluido dentro del tubo, arrojaron un comportamiento favorable en la distribución de temperatura, lo cual indica que el sistema es viable para extraer calor, como se observa en la figura 2.



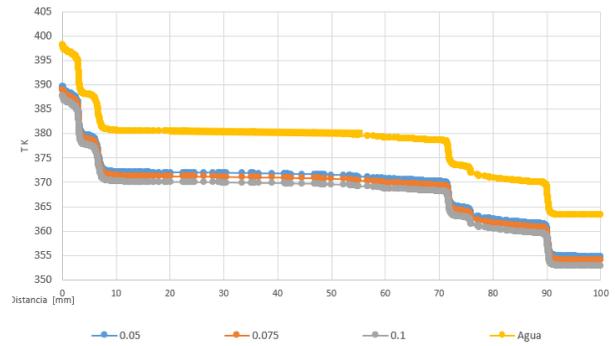
Gráfica 1 Distribución de temperatura utilizando agua como fluido refrigerante

En la figura anterior se observa que la trayectoria propuesta en el sistema es adecuada para la aplicación de refrigerar, la diferencia de temperatura entre la zona de vapor y de condensación es de 35°C. Este resultado nos sirve de parámetro en las simulaciones ahora con nanofluido. La trayectoria escalonada de la temperatura se debe a la forma del tubo.



Gráfica 2 Distribución de temperatura utilizando nanofluido de plata en diferentes concentraciones

La figura 3 muestra el comportamiento de la temperatura en el interior del tubo, comparando la trayectoria con la gráfica anterior donde se utilizó agua como fluido de trabajo, se puede apreciar el descenso de la misma cuando se agregan nanopartículas de plata al agua.



Gráfica 3 Distribución de temperatura utilizando nanofluido de cobre en diferentes concentraciones

Conclusiones

1.- En este trabajo se concluye que utilizar nanofluidos como fluido de trabajo en un tubo de calor de este tipo mejora la transferencia de calor, ya que existe una diferencia de temperatura entre el sistema con agua y con los dos diferentes nanofluidos propuestos en este trabajo, en concentraciones de 0.05, 0.075 y 0.1 vol. Por lo cual este trabajo se pudo continuar en simulaciones en 3d más detalladas y validar estos resultados con un prototipo experimental según la aplicación específica que pueda tener este sistema.

2.- Se propone esta geometría la cual arrojó resultados buenos en la transferencia de temperatura, además de que el diámetro del tubo existe de manera comercial, lo que hace factible la construcción de un prototipo experimental. La temperatura máxima del sistema es 125 °C (398 K) mientras que la temperatura mínima en estas condiciones es 90 °C (363 K), este último valor se compara con la temperatura mínima del sistema con los nanofluidos de cobre y plata.

a) Plata

| Concentración ϕ | T mínima [°C] |
|----------------------|---------------|
| 0.05 | 85.6 |
| 0.075 | 82.9 |
| 0.1 | 80.75 |

b) Cobre

| Concentración ϕ | T mínima [°C] |
|----------------------|---------------|
| 0.05 | 81.8 |
| 0.075 | 78.2 |
| 0.1 | 75.75 |

Tabla 5 Temperatura mínima del sistema con cada nanofluido

La suspensión de nanopartículas de plata presenta una reducción de temperatura mínima respecto del agua de 4.4 °C en la concentración más pequeña (0.075 vol.), mientras que en la concentración mayor (0.1 vol.) la diferencia es de 9.25°C. En las nanopartículas de cobre la reducción de temperatura de 9.85 °C más que cuando se emplea agua en la concentración más pequeña y 14.25 °C en la concentración mayor, por lo que se recomienda utilizar las nanopartículas de cobre en el caso del prototipo experimental.

3.- A partir de los resultados obtenidos se recomienda realizar un prototipo experimental que valide estos resultados, adaptarlo a las condiciones operativas de la aplicación, probando nuevas geometrías y trayectorias del tubo.

Referencias

- Bird, B. S. (2007). *Fenómenos de Transporte*. Mexico: : Limusa Wiley.
- Das, S. K. (2008). *Nanofluids: Science and technology*. New Jersey: John Wiley & Sons.
- Dr. Ashwini Kumar, R. K. (2017). A Review of Electro Thermal Cooling Systems with Heat. *International Journal of Engineering Research And Management (IJERM)*, 49-58.
- Faghri, A. (1995). Heat Pipe Science and technology. *Taylor & Francis*, 268-281.
- Faghri, M. M. (1990). An analysis of the vapor flow and the heat conduction through the liquid-wick and pipe wall in a heat pipe with single or multiple heat source. *International Journal of heat mass transfer*.
- Hitchcock, W. J. (1988). Transient compressible heat-pipe vapor dynamics. *ASME National Heat transfer conference*.
- Hussein, A. M. (2015). The Effect of Nanofluid Volume Concentration on Heat Transfer and Friction Factor inside a Horizontal Tube. *Journal of Nanomaterials*.
- Incropera, F. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor (4 Ed ed)*. Mexico: Prentice Hall.
- Kakac, S. &. (2009). Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer.*, 311.
- Maheswaran, R. (2018). Estimation of Thermo-Physical Properties of Nanofluids using Theoretical Correlations. *International Journal of Applied Engineering Research*, 13.
- Mameli1, M. (2018). Large Diameter Pulsating Heat Pipe for Future Experiments on the International. *School of Computing, Engineering and Mathematics, University of Brighton*, 10.
- Maxwell, J. C. (1891). *Electricity and Magnetism (Vol. unabridged 3rd ed)*. . UK: Oxford.
- Mishkinis, D. (2018). Loop Heat Pipes: Fundamentals and Applications. *International Electronics Cooling Technology* , 68.
- P. D. Dunn and D. A. Reay, <. 4. (1994). *Heat Pipe*. New York: Pergamon, pp. 45-60.
- P.R.Mashaeia, *. M. (2016). Analytical study of multiple evaporator heat pipe with nanofluid; Asmart material for satellite equipment cooling application. *Aerospace Science and Technology*, 112-121.
- Philip, J. S. (2008). Evidence for enhanced thermal conduction through percolating structures in nanofluids. *Nanotechnology*, 19.
- S. U. S. Choi, &. J. (1995). Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. *Materials Science*, 99-105.
- Shukla, K. N. (2018). Heat Pipe for Aerospace Applications—An. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 1-14.
- Sidik, N. A. (2017). Recent advancement of nanofluids in engine cooling system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137-144.
- Smith, J. M. (2005). *Introduction to chemical engineering thermodynamics*. . New York: McGraw-Hill.
- Stéphane Launay, *. V. (2018). Analytical Model for Characterization of Loop Heat Pipes. *JOURNAL OF THERMOPHYSICS AND HEAT TRANSFER*.

Wylen, G. V. (2008). *Fundamentals of Thermodynamics*. United States: Wiley.

Xie, W. Y. (2014). A Review on Nanofluids: Preparation, Stability Mechanisms. *Journal of Nanomaterials*, 17.

Yimin Xuan *, Q. L. (2018). Heat transfer enhancement of nanofluids. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 58-64.

Detección de fallas en máquinas rotatorias utilizando parámetros no lineales

Fault detection in rotatory machinery using nonlinear parameters

HUESCA-LAZCANO, Erick Eduardo†*, FLORES-RAMIREZ, Oscar, ROMERO-RODRIGUEZ, Gabriel y APAN-ARAUJO, Karla Cecilia

Universidad Politécnica de Amozoc, Ingeniería en Tecnologías de Manufactura

ID 1^{er} Autor: *Erick Eduardo, Huesca-Lazcano* / ORC ID: 0000-0002-0505-8442, Researcher ID Thomson: F-1162-2018, CVU CONACYT ID: 223342

ID 1^{er} Coautor: *Oscar, Flores-Ramirez* / ORC ID: 0000-0001-9884-9499, Researcher ID Thomson: E-8242-2018, CVU CONACYT ID: 92914

ID 2^{do} Coautor: *Gabriel, Romero-Rodriguez* / ORC ID: 0000-0002-5124-3016, Researcher ID Thomson: Y-2756-2018, CVU CONACYT ID: 299737

ID 3^{er} Coautor: *Karla Cecilia, Apan-Araujo* / ORC ID: 0000-0003-3373-226X, Researcher ID Thomson: E-8338-2018, CVU CONACYT ID: 896703

DOI: 10.35429/JME.2019.12.3.25.33

Recibido 28 Agosto, 2019; Aceptado 30 Diciembre, 2019

Resumen

Con el desarrollo de la electrónica moderna y el incremento en el poder de procesamiento ahora es posible instalar muchos y diversos sensores en un solo tipo de maquinaria. Temperatura, vibración, presión, voltaje, etc. son variables que se monitorean comúnmente en maquinaria rotatoria. Estas variables en conjunto contienen toda la información relacionada con la condición de la máquina. En caso de una malfunction, esta, será reflejada en una o más de las variables monitoreadas. Estos cambios pueden ser tan sutiles que no pueden ser notados directamente en la serie temporal. Por lo tanto, es necesario transformar esta información en una nueva y más útil representación. En el presente trabajo se expone una metodología alternativa para el análisis y diagnóstico de malfunciones presentes en componentes de maquinaria rotatoria. Dicha metodología se basa en el procesamiento de las series temporales obtenidas de los sensores instalados en la maquinaria, sin considerar el modelo de esta. Se presenta como alternativa la extracción de parámetros no lineales entre los cuales destaca el máximo exponente de Lyapunov, como un indicador del estado de la máquina. En conjunto con parámetros tradicionales hace posible detectar fallas que son enmascaradas debido al comportamiento no lineal de los sistemas dinámicos.

Detección de fallas, Sistemas dinámicos, Exponente de Lyapunov

Abstract

With the development of modern electronics and the increase in processing power it is now possible to install many and diverse sensors in a single type of machinery. Temperature, vibration, pressure, voltage, etc. they are variables that are commonly monitored in rotating machinery. These variables together contain all the information related to the condition of the machine. In case of a malfunction, this will be reflected in one or more of the monitored variables. These changes can be so subtle that they can not be noticed directly in the time series. Therefore, it is necessary to transform this information into a new and more useful representation. In the present work an alternative methodology is exposed for the analysis and diagnosis of malfunctions present in components of rotating machinery. This methodology is based on the processing of time series obtained from the sensors installed in the machinery, without considering the model of this. The extraction of nonlinear parameters is presented as an alternative, among which the maximum exponent of Lyapunov stands out, as an indicator of the state of the machine. In conjunction with traditional parameters it makes it possible to detect faults masked due to non-linear behavior of dynamic systems.

Fault detection, dynamical systems, Lyapunov exponent

Citación: HUESCA-LAZCANO, Erick Eduardo, FLORES-RAMIREZ, Oscar, ROMERO-RODRIGUEZ, Gabriel y APAN-ARAUJO, Karla Cecilia. Detección de fallas en máquinas rotatorias utilizando parámetros no lineales. Revista de Ingeniería Mecánica. 2019. 3-12: 25-33

* Correspondencia del Autor (erick.huesca@upamozoc.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer Autor

Introducción

La maquinaria rotatoria es de los equipos más utilizados en la industria. Actualmente el paradigma de mantenimiento es el que está basado en la condición, esto permite incrementar la disponibilidad del equipo, su seguridad, su eficiencia energética y su operación a bajo costo.

Una metodología más eficiente en el mantenimiento de maquinaria es el mantenimiento basado en el monitoreo de condición, en este se determina la condición actual de la maquinaria basado en la información proporcionada por distintos sensores los cuales pueden ser de temperatura, sonido, vibración, voltaje, corriente, etc

Los métodos actuales están basados en el análisis de las señales de vibración. Las señales de vibración dependen de varios factores como la carga de la máquina, la velocidad de operación, la cimentación, la rigidez, etc. Al utilizar técnicas de procesamiento de señales se puede obtener información importante de la condición de la maquinaria, actualmente los métodos tradicionales se pueden dividir en métodos de análisis en el dominio del tiempo, análisis en el dominio de la frecuencia y análisis en dominio tiempo-frecuencia. Los métodos de análisis en el dominio del tiempo y frecuencia han resultado ser muy útiles para sistemas lineales los cuales proveen señales periódicas y estacionarias, pero para sistemas aún más complejos estos métodos carecen de buenos resultados. En estos últimos los métodos de análisis en el dominio del tiempo-frecuencia han resultado ser mas

Las señales de diferentes transductores proveen una serie temporal que contiene, en el caso de una malfunción, todos los síntomas relacionados a esta. En muchos casos no es fácil o incluso puede ser imposible distinguir la malfunción directamente en la serie temporal, debido a que la serie puede estar contaminada con ruido. Aun cuando existe la posibilidad de detectar la malfunción directamente en la serie temporal, si este fuera el caso, se necesitaría de personal técnico altamente calificado para analizar la información y poder diagnosticar la malfunción.

Para superar lo anterior, es posible manejar estos datos en un segundo paso conocido como extracción de parámetros característicos, en este paso es posible utilizar varias transformaciones de la entrada para producir nuevas salidas conocidas como parámetros característicos. Un parámetro característico es cualquier propiedad peculiar o cualidad, y podría ser simbólica o numérica.

Marco Teórico

Desbalance

El desbalance en la maquinaria rotatoria es una de las principales causas de vibración. La presencia de una excentricidad o una masa de desbalance en un disco rotatorio causa vibración, la cual puede ser aceptable hasta cierto nivel, la vibración causada por un desbalance que no es aceptable puede ser eliminado la masa excéntrica agregando una masa igual en una posición tal que cancele el efecto del desbalance. El desbalance en la maquinaria se atribuye a irregularidades tales como errores en el maquinado y variaciones en el tamaño de barrenos, tuercas, remaches, etc.

Fisura

Cuando se genera una fisura en la estructura del eje de una máquina rotatoria, la forma de esta es impredecible. Sin embargo, la existencia de una fisura en un eje rotatorio necesita ser modelada para poder estudiar su evolución y comportamiento. Fundamentalmente se trabaja con dos tipos de fisuras, las de frente plano, o recto y las de frente elíptico. En la figura se pueden ver ambos tipos.

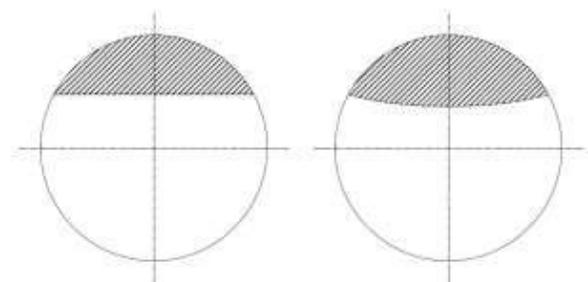


Figura 1 Tipos de frente de fisura

Fuente:

http://revistasomim.net/congreso2017/articulos/A1_87.pdf

Los sistemas rotatorios en estudio se consideran dominados por el peso, es decir, es la gravedad la que provoca que la fisura en el rotor se abra y cerrar su posición angular cambie. Se sabe que la orientación de la fisura depende del tiempo, y cambia de forma periódica durante cada ciclo de rotación del eje, y es por eso que la fisura se abre y se cierra continuamente durante el giro del motor, a este fenómeno de apertura y cierre de la fisura se le conoce como respiro de la fisura.

Reconstrucción del espacio de estados

En el análisis de los sistemas dinámicos se utiliza frecuentemente el espacio de fases o espacio de estados para representar el comportamiento del sistema, consiste en la construcción de un espacio que tiene tantas dimensiones como el número de variables necesarias para especificar el estado del sistema original. Cada eje coordenado de este espacio representa una de las variables que componen el sistema.

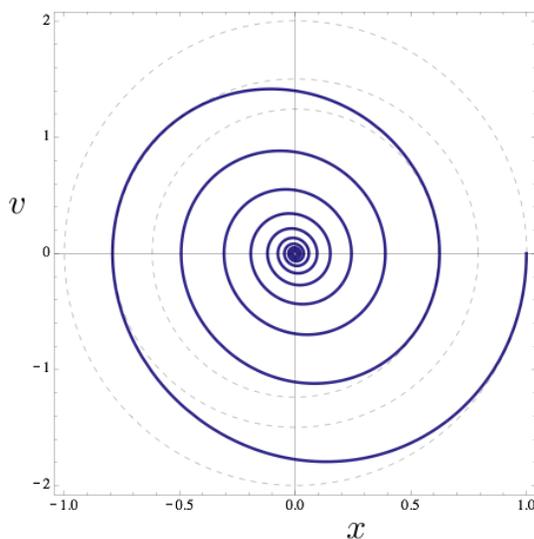


Figura 2 Espacio de estados

Fuente:

<http://www.entropy.energy/scholar/node/dynamical-systems-maps>

En la figura 1 se muestra el espacio fase para el sistema dinámico péndulo simple amortiguado, en este caso x_1 representa la posición del péndulo y x_2 la velocidad. En esencia el espacio de estados representa el conjunto de posibles estados en los que puede estar el sistema modelado. El espacio de estados esta descrito por un campo vectorial que rige el recorrido de las variables del sistema en el tiempo, a este recorrido se le conoce como trayectoria.

Las trayectorias del sistema permiten realizar una descripción cualitativa de la evolución temporal del sistema que se está modelando. El acceso a todas las variables que gobiernan la dinámica de un sistema bajo investigación es poco probable en el mundo real. Sin embargo, tan solo una de serie temporal de los datos medidos de un sistema es afectada por todas las demás variables dinámicas relevantes y por lo tanto esta debe contener información histórica de la dinámica. Takens demostró que es posible reconstruir de manera cualitativa la dinámica del sistema en un espacio de estados d -dimensional basado únicamente en la observación de una serie temporal escalar:

$$x(t) = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T \quad (1)$$

usando el teorema de reconstrucción. Por lo tanto, el teorema de reconstrucción supone que tan solo un estado del sistema tiene la suficiente información acerca de los demás estados, y este espacio reconstruido preserva las propiedades topológicas del espacio de estados original, es decir, la dimensión fractal, el exponente de Lyapunov, etc.

La reconstrucción consiste en utilizar el método de retardos, en donde construimos una matriz con la siguiente estructura:

$$X = [x(t_i), x(t_i + \tau), \dots, x(t_i + (m - 1)\tau)] \quad (2)$$

Ahora i toma valores desde 1 hasta $N - (m - 1)\tau$, τ es un parámetro que se tiene que seleccionar para la reconstrucción al igual que m , que se conoce como la dimensión del espacio reconstruido.

De acuerdo con el teorema de Takens, cuando este procedimiento se hace de la manera correcta, la dinámica reconstruida usando esta fórmula es equivalente a la dinámica del sistema original, en el sentido de que las características invariantes son preservadas.

Selección apropiada del retardo

Un retardo adecuado debe cumplir dos criterios: en primer lugar, debe ser lo suficientemente grande de tal manera que la información medida de la variable x en el tiempo $t + \tau$ sea relevante y significativamente diferente de la información que ya se conoce en el tiempo t .

Solo así será posible obtener la información acerca de las otras variables que influencias a la variable medida para poder reconstruir de manera satisfactoria el espacio de estados con una elección razonable de m . En general un retardo pequeño puede ser compensado con una dimensión mayor de reconstrucción. Por esta razón el teorema original de reconstrucción está formulado con respecto a m y no dice nada acerca de τ . En segundo lugar, τ no deber ser tan grande ya que la variable observada puede perder “memoria” de su estado inicial, si este es el caso, el espacio de estados reconstruido se observará aleatorio dado que consistirá en puntos no correlacionados.

Para seleccionar el retardo se ocupa la información mutua, esta es una medida no lineal usada para cuantificar las correlaciones lineales y no-lineales, la información mutua entre x_t y $x_{t+\tau}$ cuantifica la cantidad de información que tenemos acercado del estado $x_{t+\tau}$ asumiendo que conocemos el estado x_t

$$I(x_t, x_{t+\tau}) = -\sum_{h=1}^j \sum_{k=1}^j P_{h,k}(x_t, x_{t+\tau}) \ln \left[\frac{P_{h,k}(x_t, x_{t+\tau})}{P_h(x_t)P_k(x_{t+\tau})} \right] \quad (3)$$

Donde P_h y P_k denotan las probabilidades de que las variables x_t y $x_{t+\tau}$ tomen un valor dentro del h-ésimo y k-ésimo intervalo respectivamente. $P_{h,k}$ es la probabilidad conjunta. Si las variables x_t y $x_{t+\tau}$ son completamente independientes, esto significa que estas variables no están correlacionadas y por lo tanto $I(x_t, x_{t+\tau})$ es cero.

Selección de la dimensión

El método para seleccionar la dimensión de reconstrucción se conoce como el método de los falsos vecinos cercanos, el objetivo de este método es encontrar una dimensión de reconstrucción m en la cual todos los puntos que son falsos vecinos son eliminados. Los falsos vecinos son puntos que están cercanos debió al valor menor de m . Cuando m es pequeño, puntos que están alejados en el espacio de estados original se acercan en el espacio de estados reconstruido por lo tanto estos puntos son los falsos vecinos. Al incrementar la dimensión m y determinando los vecinos, se puede eliminar a los falsos vecinos.

Exponente de Lyapunov

El exponente de Lyapunov es un índice que permite medir las características dinámicas de un sistema no lineal, mide la convergencia o divergencia por medio de la razón exponencial de las órbitas adyacentes en el espacio fase del sistema.

De manera breve se describe como se calcula el máximo exponente de Lyapunov utilizando la reconstrucción del espacio de estados, en este espacio reconstruido se selecciona arbitrariamente algún estado $[x(t), x(t + \tau), \dots, x(t + [m - 1]\tau)]$, a continuación se localiza el vecino más cercano, en el sentido euclidiano, al punto inicial $[x(t_0), x(t_0 + \tau), \dots, x(t_0 + [m - 1]\tau)]$, y denotamos la distancia entre estos dos puntos como $L(t_0)$ en un tiempo después t_1 , la longitud inicial habrá evolucionado a la longitud $L'(t_1)$. El elemento de longitud es propagado a través del atractor por un tiempo suficientemente corto de tal forma que solo la estructura a pequeña escala del atractor es examinada. Si el tiempo de evolución es demasiado largo podríamos ver que L' se contrae debido a que las dos trayectorias que la definen podrían pasar por una región de contracción del atractor. Por lo que podríamos obtener una estimación errónea de λ .

A continuación, buscamos un nuevo punto que satisfaga los siguientes dos criterios razonablemente bien: que su separación $L(t_1)$ desde la trayectoria de referencia sea pequeña y que la separación angular entre los elementos de longitud de evolución y de reemplazo sea pequeño. Este procedimiento es repetido hasta que la trayectoria de referencia ha atravesado el archivo de datos, en cuyo caso se estima

$$\lambda = \frac{1}{t_p - t_0} \sum_{k=1}^P \ln \frac{L'(t_k)}{L(t_{k-1})} \quad (4)$$

En donde P es el numero total de pasos de reemplazo. El tiempo de evolución $t_{k+1} - t_k$ se mantiene constante.

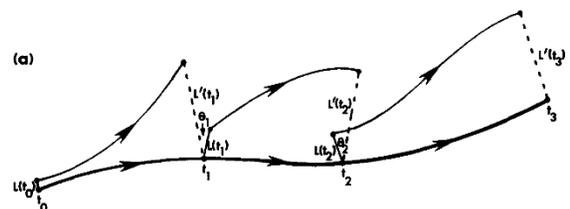


Figura 3 Cálculo de la distancia entre orbitas cercanas
Fuente: <https://hypertextbook.com/chaos/lyapunov-1/>

Plataforma experimental

El rotor se encuentra montado sobre dos soportes rígidos, es decir sobre baleros de bolas. La energía de entrada la provee un motor controlado electrónicamente de la marca "Spectra Quest" que tiene un rango de operación hasta de 10 000 RPM. Así mismo se utilizan sensores de la marca Bently Nevada de General Electric, mientras que para la adquisición de las señales se utiliza la plataforma CompactDAQ® de National Instruments. El rotor cuenta con un mecanismo que permite reproducir y controlar la apertura de la fisura y también permite modificar a voluntad el valor del ángulo entre el desbalance y el frente de la fisura.

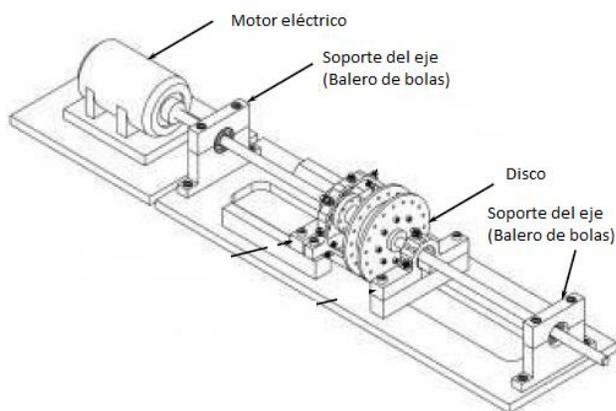


Figura 4 Plataforma experimental

Fuente: Laboratorio de vibraciones y rotodinámica ESIME-IPN

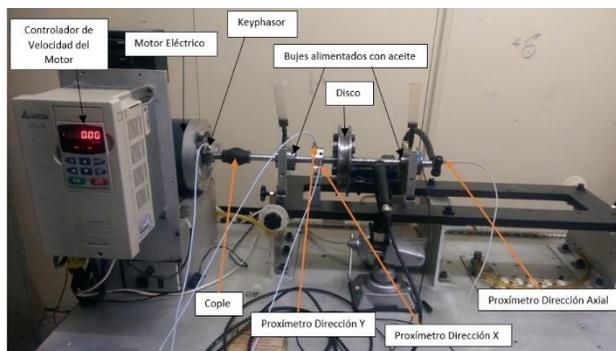


Figura 5 Plataforma experimental instrumentada

Fuente: Laboratorio de vibraciones y rotodinámica ESIME-IPN

En esta ocasión se utilizaron proxímetros como sensores de vibración, los proxímetros son de la marca Bently Nevada pertenecientes a la serie 3300 XL, entre sus principales características destaca su rango lineal de 1.5 mm a una distancia entre 0.25 mm y 1.75 mm, su respuesta en frecuencia es de 0 a 10 kHz

Tomando como referencia el trabajo doctoral del Dr. Palacios, en el cual implementó un mecanismo que permite reproducir una fisura transversal sobre la superficie del rotor, el cual no solo permite controlar la profundidad de la fisura, sino que también permite modificar la posición angular entre el desbalance y el frente de la fisura.

A continuación, se presenta un par de fotografías con el detalle de este mecanismo, este mecanismo consta de un par de bridas unidas por doce tornillos cuidadosamente colocados en la periferia del disco.

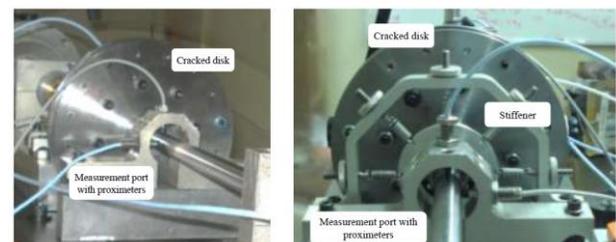


Figura 6 Detalles del disco central en el rotor que permite simular una fisura

Fuente: Laboratorio de vibraciones y rotodinámica ESIME-IPN

Se utilizaron doce tornillos en la brida que permite reproducir la grieta. El análisis de elemento finito realizado permite conocer la apertura de la fisura dependiendo del número y la disposición de los tornillos que era necesario aflojar para conseguir una apertura determinada.

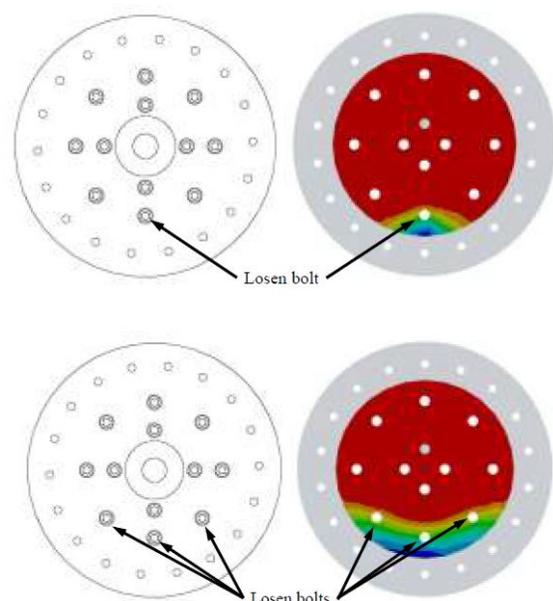


Figura 7 Influencia que tiene sobre la reproducción de la fisura la condición de apriete de algunos tornillos

Fuente:

http://revistasomim.net/congreso2017/articulos/A1_87.pdf

Metodología propuesta

La metodología propuesta se puede observar de forma general en el siguiente diagrama

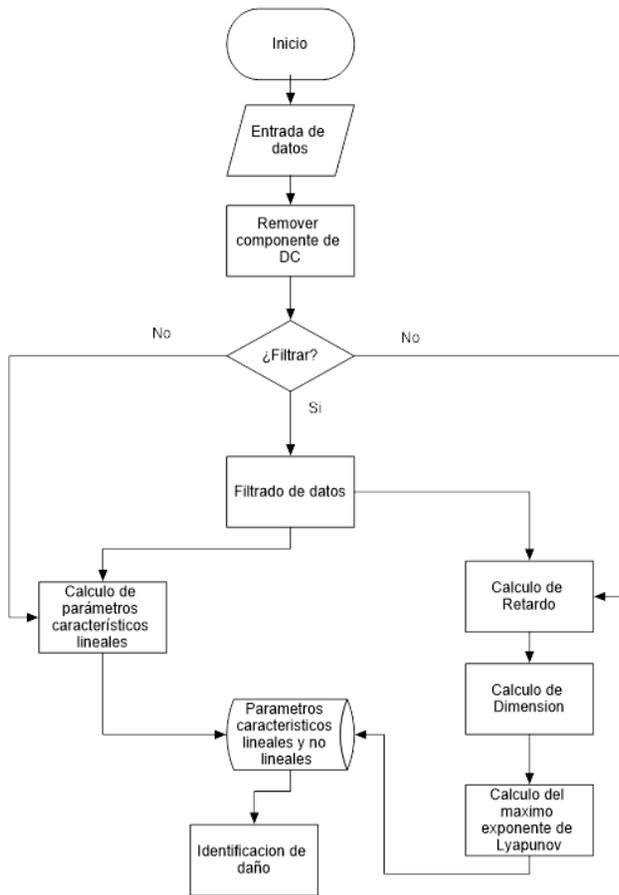


Figura 8 Diagrama de flujo de la metodología propuesta
Fuente: *Elaboración Propia*

Como primer paso lo que se hace es remover la componente de DC, esto con el fin analizar solo el comportamiento vibratorio de la señal adquirida, es un paso muy simple que se resume en la siguiente expresión.

$$\hat{x} = x - \bar{x} \tag{5}$$

En donde \bar{x} es el promedio de nuestra serie temporal. Después de remover la componente de DC, se propone el filtrado de los datos en caso de ser necesario, para los datos utilizados en este trabajo no se llevó a cabo este procedimiento. Para el calculo del retardo, aun cuando el método de la información mutua no dice nada acerca de como calcular el numero de intervalos para el calculo de las probabilidades es importante tener fundamentado la forma en que se van a calcular dichas probabilidades, en la literatura se proponen 3 reglas para conocer el numero de intervalos de nuestra señal, los cuales son:

– Regla de Sturge

$$k = [\log_2 N + 1] \tag{6}$$

– Regla de Scott

$$k = \left\lceil \frac{\max x - \min x}{3.5sN^{-1/3}} \right\rceil \tag{7}$$

– Regla de Freedman-Diaconis

$$k = \left\lceil \frac{\max x - \min x}{2QN^{-1/3}} \right\rceil \tag{8}$$

La primera regla solo toma en consideración la longitud de la serie temporal y por lo tanto carece de la propiedad de adaptabilidad, por lo que esta regla se desecha. La regla de Scott toma como parámetro la desviación estándar, asumiendo que la distribución es gaussiana, mientras que la regla de Freedman-Diaconis no tiene ninguna suposición acerca de la distribución por lo que puede ser aplicada a cualquier tipo de distribución, por lo tanto, para el cálculo de probabilidades de la información mutua se toma esta regla.

Para el calculo de la dimensión se utiliza el ToolBox for Complex Systems y finalmente para el calculo del exponente de Lyapunov nos apoyamos del programa traducido a Matlab de Alan Wolf.

Se simularon 6 condiciones en la plataforma experimental, las cuales se resumen en la siguiente tabla:

| Condición | Nombre usado |
|-------------------------------------|--------------|
| 1 tornillo flojo $\beta=0^\circ$ | Condición 1 |
| 1 tornillo flojo $\beta=180^\circ$ | Condición 2 |
| 1 tornillo flojo | Condición 3 |
| 3 tornillo flojos $\beta=0^\circ$ | Condición 4 |
| 3 tornillo flojos $\beta=180^\circ$ | Condición 5 |
| 3 tornillos flojo | Condición 6 |

Tabla 1 Condiciones experimentales
Fuente: *Elaboración Propia*

La condición 3 y 6 contemplan solo la simulación de la falla de la fisura sin desbalance agregado, solo con el balance residual. La condición 1 y 2 simulan la combinación de las fallas fisura y desbalance la diferencia entre estas dos condiciones es la localización del desbalance con respecto a la fisura la cual se etiqueta con el ángulo β .

Resultados

En primer lugar, se presenta la reconstrucción del espacio fase para las condiciones reproducidas en la plataforma experimental, es importante recalcar que las orbitas presentadas son construidas con una sola señal temporal adquirida de un proxímetro.

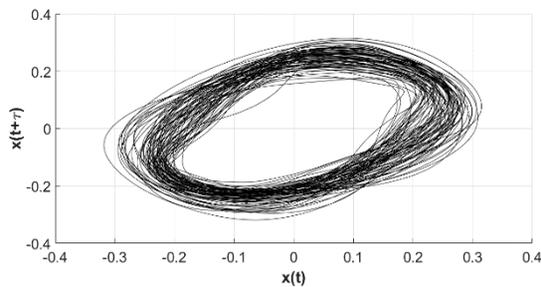


Gráfico 1 Espacio fase reconstruido para la condición 1
Fuente: *Elaboración Propia*

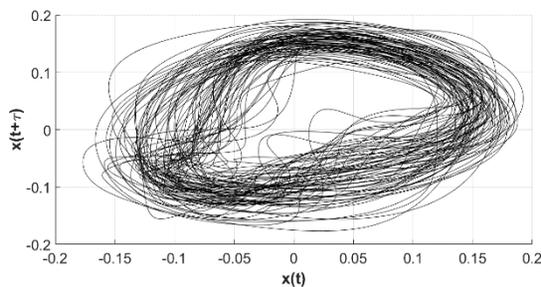


Gráfico 2 Espacio fase reconstruido para la condición 2
Fuente: *Elaboración Propia*

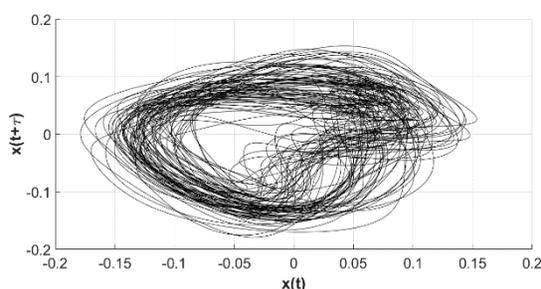


Gráfico 3 Espacio fase reconstruido para la condición 3
Fuente: *Elaboración Propia*

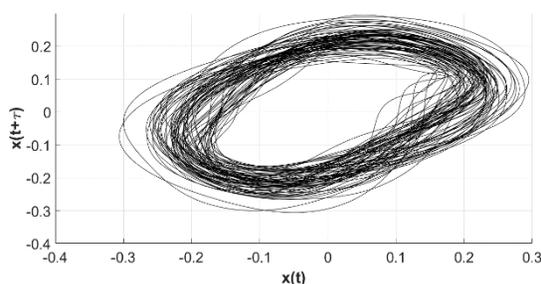


Gráfico 4 Espacio fase reconstruido para la condición 4
Fuente: *Elaboración Propia*

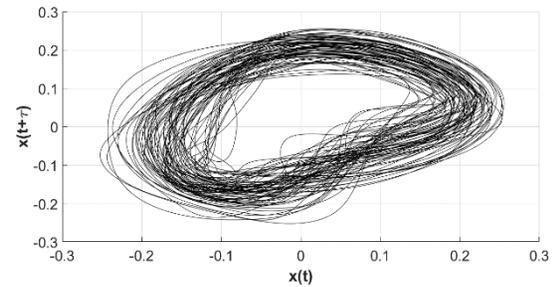


Gráfico 5 Espacio fase reconstruido para la condición 5
Fuente: *Elaboración Propia*

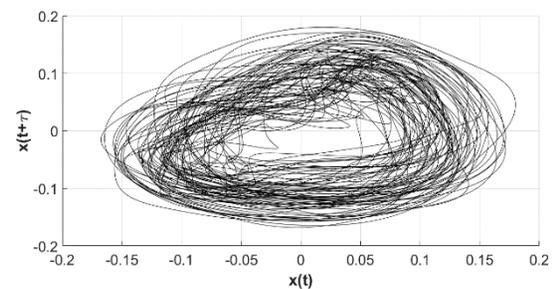


Gráfico 6 Espacio fase reconstruido para la condición 6
Fuente: *Elaboración Propia*

Como se puede observar en la reconstrucción del espacio de estados para la condición 1 y 4 se observan las órbitas con mayor amplitud, esto se explica fácilmente debido a que son las condiciones con el desbalance agregado, en contraste con la condición 2 y 5 que aun cuando también tiene desbalance se observa que su interacción con la fisura hace que la amplitud de las vibraciones no aumente demasiado. Por último, la condición 3 y 6 muestra el comportamiento del sistema solo con la falla fisura, nótese el comportamiento más caótico de estas últimas condiciones, prevaleciendo el comportamiento no lineal del sistema.

En el gráfico 7 se calcula el RMS de la señal de vibración, esta es una de las medidas más utilizadas en el monitoreo de maquinaria rotatoria, existe una clara disminución en los valores RMS de la vibración los cuales se logran al balancear el rotor, aun cuando se resuelve el problema del desbalance nuestra plataforma experimental sigue teniendo a la fisura presente, y el RMS es insensible a esta falla.

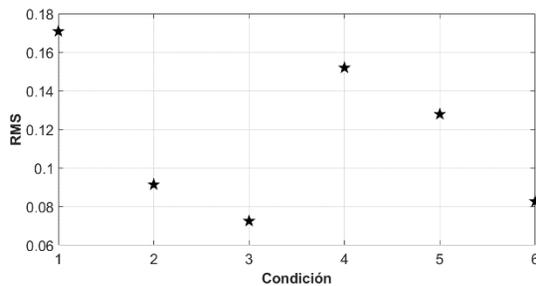


Gráfico 7 Valores RMS de las señales para las distintas condiciones

Fuente: Elaboración Propia

Si observamos el comportamiento del exponente de Lyapunov en el gráfico 8, se observa que este cuantifica de mejor manera el comportamiento no lineal del sistema dinámico debido a la fisura, por lo tanto, en conjunto con el RMS podemos tener una mejor detección de fallas.

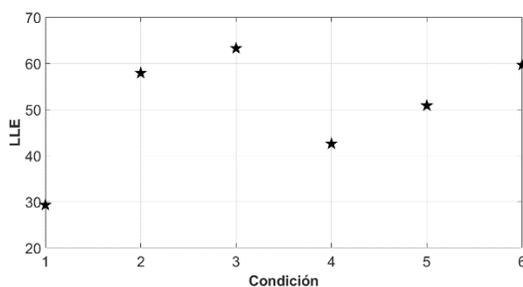


Gráfico 8 Máximo exponente de Lyapunov para las distintas condiciones

Fuente: Elaboración Propia

Conclusiones

Se ha realizado un análisis, sobre las fallas combinadas que pueden aparecer en maquinaria rotatoria. Este análisis considera como condiciones, la combinación de las fallas fisura-desbalance con distintas orientaciones. Se encontró que con parámetros tradicionales es posible que una falla de tan gran importancia como la fisura sea enmascarada debido al comportamiento no lineal del sistema dinámico, pero con el uso del máximo exponente de Lyapunov aún es posible detectarla.

La metodología propuesta tiene amplia aplicación y utilidad en el sector industrial y de servicios al poder evaluar, detectar daños y malfunciones incipientes de la operación de maquinaria rotatoria utilizando la extracción de parámetros no lineales

Referencias

Amirat, Y., Choqueuse, V., Benbouzid, M. E. H. (2010). Condition monitoring of wind turbines based on amplitude demodulation. *Proceedings of the 2010 IEEE ECCE*, 2417-2421.

Boudiaf, A., Moussaoui, A., Dahane, A., Atoui, I. (2016). A comparative study of various methods of bearing fault diagnosis using the Case Western Reserve University data. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 16(2), 271-284.

Huamán, A., & Antonio, A. (2019). Efecto de técnicas de mantenimiento predictivo en la detección temprana de fallas en los equipos rotativos de la empresa Ambev Peru sac.

Lu, B., Li, Y., Wu, X., Yang, Z. (2009). A review of recent advances in wind turbine condition monitoring and fault diagnosis. *Proceedings of the 2009 IEEE PEMWA*, 1-7.

Marwan, N., Thiel, M., Nowaczyk, N.R. (2002). Cross recurrence plot based synchronization of time series, *Nonlin Proc. Geophys*, 9, 325-331.

Palacios Pineda, Luis Manuel (2015). Diagnostico y prognosis en problemas dinámico/estructurales ocurridos en componentes de turbomaquinaria de alto desempeño.

Pater, T.H., Darpe, A.K. (2008). Influence of crack breathing model on nonlinear dynamics of a cracked rotor. *Journal of sound and vibration*. 311, 1953-1972.

Perc, M. (2006). Introducing nonlinear time series analysis in undergraduate courses. *Fizika A*. 15, 91-112.

Ronquillo, E., & Douglas, C. (2019). Repotenciación del mantenimiento predictivo basado en el análisis de vibración enfocado a equipos rotatorios usados para el proceso de producción de una planta química ubicada en Guayaquil-Ecuador.

Santhana Raj, A., Murali, N. (2013). Early classification of bearing faults using morphological operators and fuzzy inference. *IEEE Transactions on industrial electronics*, 60(2), 567-574.

Sinou, J.J. (2009). A review of damage detection and health monitoring of mechanical systems from changes in the measurement of linear and non-linear vibrations. *Mechanical vibrations: Measurement, Effects and Control*, 643-702.

Tapia Montero, G. O. (2019). Diagnóstico de fallas en máquinas eléctricas de la planta BALMISA por análisis de Termografía.

Wolf, A., Swift, J.B., Swinney, H.L., Vastano, J. A. (1985). Determining Lyapunov exponents from a time series. *Physica D*, 16, 285.

Instrucciones para la Publicación Científica, Tecnológica y de Innovación

[Título en Times New Roman y Negritas No. 14 en Español e Inglés]

Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1^{er} Autor†*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1^{er} Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2^{do} Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3^{er} Coautor

Institución de Afiliación del Autor incluyendo dependencia (en Times New Roman No.10 y Cursiva)

International Identification of Science - Technology and Innovation

ID 1^{er} Autor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1^{er} Autor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 1^{er} Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 1^{er} Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 2^{do} Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 2^{do} Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

ID 3^{er} Coautor: (ORC ID - Researcher ID Thomson, arXiv Author ID - PubMed Autor ID - Open ID) y CVU 3^{er} Coautor: (Becario-PNPC o SNI-CONACYT) (No.10 Times New Roman)

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

Resumen (En Español, 150-200 palabras)

Objetivos
Metodología
Contribución

Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Español)

Resumen (En Inglés, 150-200 palabras)

Objetivos
Metodología
Contribución

Indicar 3 palabras clave en Times New Roman y Negritas No. 10 (En Inglés)

Citación: Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Autor†*, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 1er Coautor, Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 2do Coautor y Apellidos (EN MAYUSCULAS), Nombre del 3er Coautor. Título del Artículo. Revista de Ingeniería Mecánica. Año 1-1: 1-11 (Times New Roman No. 10)

* Correspondencia del Autor (ejemplo@ejemplo.org)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

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]

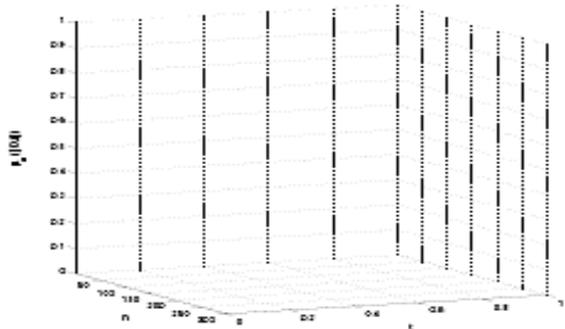


Gráfico 1 Titulo y Fuente (en cursiva)

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.

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.

Utilizar Alfabeto Romano, todas las referencias que ha utilizado deben estar en el Alfabeto romano, incluso si usted ha citado un Artículo, libro en cualquiera de los idiomas oficiales de la Organización de las Naciones Unidas (Inglés, Francés, Alemán, Chino, Ruso, Portugués, Italiano, Español, Árabe), debe escribir la referencia en escritura romana y no en cualquiera de los idiomas oficiales.

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

Requerimientos de Propiedad Intelectual para su edición:

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Originalidad del Autor y Coautores

-Firma Autógrafa en Color Azul del Formato de Aceptación del Autor y Coautores

Reserva a la Política Editorial

Revista de Ingeniería Mecánica se reserva el derecho de hacer los cambios editoriales requeridos para adecuar los Artículos a la Política Editorial del Research Journal. Una vez aceptado el Artículo en su versión final, el Research Journal enviará al autor las pruebas para su revisión. ECORFAN® únicamente aceptará la corrección de erratas y errores u omisiones provenientes del proceso de edición de la revista reservándose en su totalidad los derechos de autor y difusión de contenido. No se aceptarán supresiones, sustituciones o añadidos que alteren la formación del Artículo.

Código de Ética – Buenas Prácticas y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales

Declaración de Originalidad y carácter inédito del Artículo, de Autoría, sobre la obtención de datos e interpretación de resultados, Agradecimientos, Conflicto de intereses, Cesión de derechos y distribución

La Dirección de ECORFAN-México, S.C reivindica a los Autores de Artículos que su contenido debe ser original, inédito y de contenido Científico, Tecnológico y de Innovación para someterlo a evaluación.

Los Autores firmantes del Artículo deben ser los mismos que han contribuido a su concepción, realización y desarrollo, así como a la obtención de los datos, la interpretación de los resultados, su redacción y revisión. El Autor de correspondencia del Artículo propuesto requisitara el formulario que sigue a continuación.

Título del Artículo:

- El envío de un Artículo a Revista de Ingeniería Mecánica emana el compromiso del autor de no someterlo de manera simultánea a la consideración de otras publicaciones seriadas para ello deberá complementar el Formato de Originalidad para su Artículo, salvo que sea rechazado por el Comité de Arbitraje, podrá ser retirado.
- Ninguno de los datos presentados en este Artículo ha sido plagiado ó inventado. Los datos originales se distinguen claramente de los ya publicados. Y se tiene conocimiento del testeo en PLAGSCAN si se detecta un nivel de plagio Positivo no se procederá a arbitrar.
- Se citan las referencias en las que se basa la información contenida en el Artículo, así como las teorías y los datos procedentes de otros Artículos previamente publicados.
- Los autores firman el Formato de Autorización para que su Artículo se difunda por los medios que ECORFAN-México, S.C. en su Holding Spain considere pertinentes para divulgación y difusión de su Artículo cediendo sus Derechos de Obra.
- Se ha obtenido el consentimiento de quienes han aportado datos no publicados obtenidos mediante comunicación verbal o escrita, y se identifican adecuadamente dicha comunicación y autoría.
- El Autor y Co-Autores que firman este trabajo han participado en su planificación, diseño y ejecución, así como en la interpretación de los resultados. Asimismo, revisaron críticamente el trabajo, aprobaron su versión final y están de acuerdo con su publicación.
- No se ha omitido ninguna firma responsable del trabajo y se satisfacen los criterios de Autoría Científica.
- Los resultados de este Artículo se han interpretado objetivamente. Cualquier resultado contrario al punto de vista de quienes firman se expone y discute en el Artículo.

Copyright y Acceso

La publicación de este Artículo supone la cesión del copyright a ECORFAN-México, S.C en su Holding Spain para su Revista de Ingeniería Mecánica, que se reserva el derecho a distribuir en la Web la versión publicada del Artículo y la puesta a disposición del Artículo en este formato supone para sus Autores el cumplimiento de lo establecido en la Ley de Ciencia y Tecnología de los Estados Unidos Mexicanos, en lo relativo a la obligatoriedad de permitir el acceso a los resultados de Investigaciones Científicas.

Título del Artículo:

| Nombre y apellidos del Autor de contacto y de los Coautores | Firma |
|-------------------------------------------------------------|-------|
| 1. | |
| 2. | |
| 3. | |
| 4. | |

Principios de Ética y Declaratoria de Solución a Conflictos Editoriales

Responsabilidades del Editor

El Editor se compromete a garantizar la confidencialidad del proceso de evaluación, no podrá revelar a los Árbitros la identidad de los Autores, tampoco podrá revelar la identidad de los Árbitros en ningún momento.

El Editor asume la responsabilidad de informar debidamente al Autor la fase del proceso editorial en que se encuentra el texto enviado, así como de las resoluciones del arbitraje a Doble Ciego.

El Editor debe evaluar los manuscritos y su contenido intelectual sin distinción de raza, género, orientación sexual, creencias religiosas, origen étnico, nacionalidad, o la filosofía política de los Autores.

El Editor y su equipo de edición de los Holdings de ECORFAN® no divulgarán ninguna información sobre Artículos enviado a cualquier persona que no sea el Autor correspondiente.

El Editor debe tomar decisiones justas e imparciales y garantizar un proceso de arbitraje por pares justa.

Responsabilidades del Consejo Editorial

La descripción de los procesos de revisión por pares es dado a conocer por el Consejo Editorial con el fin de que los Autores conozcan cuáles son los criterios de evaluación y estará siempre dispuesto a justificar cualquier controversia en el proceso de evaluación. En caso de Detección de Plagio al Artículo el Comité notifica a los Autores por Violación al Derecho de Autoría Científica, Tecnológica y de Innovación.

Responsabilidades del Comité Arbitral

Los Árbitros se comprometen a notificar sobre cualquier conducta no ética por parte de los Autores y señalar toda la información que pueda ser motivo para rechazar la publicación de los Artículos. Además, deben comprometerse a mantener de manera confidencial la información relacionada con los Artículos que evalúan.

Cualquier manuscrito recibido para su arbitraje debe ser tratado como documento confidencial, no se debe mostrar o discutir con otros expertos, excepto con autorización del Editor.

Los Árbitros se deben conducir de manera objetiva, toda crítica personal al Autor es inapropiada.

Los Árbitros deben expresar sus puntos de vista con claridad y con argumentos válidos que contribuyan al que hacer Científico, Tecnológica y de Innovación del Autor.

Los Árbitros no deben evaluar los manuscritos en los que tienen conflictos de intereses y que se hayan notificado al Editor antes de someter el Artículo a evaluación.

Responsabilidades de los Autores

Los Autores deben garantizar que sus Artículos son producto de su trabajo original y que los datos han sido obtenidos de manera ética.

Los Autores deben garantizar no han sido previamente publicados o que no estén siendo considerados en otra publicación seriada.

Los Autores deben seguir estrictamente las normas para la publicación de Artículos definidas por el Consejo Editorial.

Los Autores deben considerar que el plagio en todas sus formas constituye una conducta no ética editorial y es inaceptable, en consecuencia, cualquier manuscrito que incurra en plagio será eliminado y no considerado para su publicación.

Los Autores deben citar las publicaciones que han sido influyentes en la naturaleza del Artículo presentado a arbitraje.

Servicios de Información

Indización - Bases y Repositorios

RESEARCH GATE (Alemania)

GOOGLE SCHOLAR (Índices de citas-Google)

MENDELEY (Gestor de Referencias bibliográficas)

REDIB (Red Iberoamericana de Innovación y Conocimiento Científico- CSIC)

HISPANA (Información y Orientación Bibliográfica-España)

Servicios Editoriales:

Identificación de Citación e Índice H.

Administración del Formato de Originalidad y Autorización.

Testeo de Artículo con PLAGSCAN.

Evaluación de Artículo.

Emisión de Certificado de Arbitraje.

Edición de Artículo.

Maquetación Web.

Indización y Repositorio

Traducción.

Publicación de Obra.

Certificado de Obra.

Facturación por Servicio de Edición.

Política Editorial y Administración

38 Matacerquillas, CP-28411. Moralarzal –Madrid-España. Tel: +52 1 55 6159 2296, +52 1 55 1260 0355, +52 1 55 6034 9181; Correo electrónico: contact@ecorfan.org www.ecorfan.org

ECORFAN®

Editor en Jefe

SERRUDO-GONZALES, Javier. BsC

Directora Ejecutiva

RAMOS-ESCAMILLA, María. PhD

Director Editorial

PERALTA-CASTRO, Enrique. MsC

Diseñador Web

ESCAMILLA-BOUCHAN, Imelda. PhD

Diagramador Web

LUNA-SOTO, Vladimir. PhD

Asistente Editorial

SORIANO-VELASCO, Jesús. BsC

Traductor

DÍAZ-OCAMPO, Javier. BsC

Filóloga

RAMOS-ARANCIBIA, Alejandra. BsC

Publicidad y Patrocinio

(ECORFAN® Spain), sponsorships@ecorfan.org

Licencias del Sitio

03-2010-032610094200-01-Para material impreso, 03-2010-031613323600-01-Para material electrónico, 03-2010-032610105200-01-Para material fotográfico, 03-2010-032610115700-14-Para Compilación de Datos, 04 -2010-031613323600-01-Para su página Web, 19502-Para la Indización Iberoamericana y del Caribe, 20-281 HB9-Para la Indización en América Latina en Ciencias Sociales y Humanidades, 671-Para la Indización en Revistas Científicas Electrónicas España y América Latina, 7045008-Para su divulgación y edición en el Ministerio de Educación y Cultura-España, 25409-Para su repositorio en la Biblioteca Universitaria-Madrid, 16258-Para su indexación en Dialnet, 20589-Para Indización en el Directorio en los países de Iberoamérica y el Caribe, 15048-Para el registro internacional de Congresos y Coloquios. financingprograms@ecorfan.org

Oficinas de Gestión

38 Matacerquillas, CP-28411. Moralarzal –Madrid-España.

Revista de Ingeniería Mecánica

“Algunos errores numéricos en la respuesta del estado estable de sistemas mecánicos vibratorios”

VÁZQUEZ-GONZÁLEZ, Benjamín, JIMÉNEZ-RABIELA, Homero, RAMÍREZ-CRUZ, José Luis y BRAVO-ACOSTA, Adrian Gustavo

Universidad Autónoma Metropolitana

“Análisis de la generación de las irreversibilidades a partir del Coeficiente de Operación en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a”

RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio

Universidad Tecnológica de Puebla

“Análisis de la transferencia de calor de un sistema de refrigeración a partir de nanofluidos”

GARCIA-FLORES, José Luis, VALLE-HERNANDEZ, Julio, GALLARDO-VILLAREAL, José Manuel y ALONSO-ALFARO, Jorge Guillermo

Universidad Politécnica Metropolitana de Hidalgo

Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Apan

“Detección de fallas en máquinas rotatorias utilizando parámetros no lineales”

HUESCA-LAZCANO, Erick Eduardo, FLORES-RAMIREZ, Oscar, ROMERO-RODRIGUEZ, Gabriel y APAN-ARAUJO, Karla Cecilia

Universidad Politécnica de Amozoc

