



Cálculo del desequilibrio en motores de corriente alterna

José Luis Hernández Corona^{1*}, Jonny Carmona Reyes¹, Román Daniel Romero Mitre¹

¹Maestría en gestión y procesos industriales, Facultad de Ingeniería, Universidad Tecnológica de Tlaxcala, Huamantla, Tlaxcala, México.

*Autor para correspondencia/ corresponding author: coronaluis@uttlaxcala.edu.mx

Unbalance calculation in altering current motors

Resumen

El estudio tiene como objetivo analizar el desequilibrio en motores de corriente alterna con velocidad variable, específicamente en motores asíncronos, para identificar y controlar los fenómenos de resonancia e inestabilidad que surgen durante la operación a diferentes velocidades. Estos fenómenos pueden provocar vibraciones excesivas, daños en los componentes mecánicos y reducción de la vida útil del motor. Para ello, se realizó un análisis dinámico de un rotor trifásico, utilizando un modelo matemático que considera los coeficientes de rigidez y amortiguamiento de los rodamientos, así como las fuerzas de excitación y las condiciones de lubricación. El rotor se dividió en tres secciones, y se simuló su comportamiento bajo condiciones de desbalance utilizando software de análisis dinámico (Rotor Dynamics Analysis). Además, se realizaron mediciones prácticas de vibraciones con un equipo analizador CSI 2130 para validar los resultados obtenidos en la simulación. Los resultados mostraron la presencia de dos velocidades críticas, una a 800 rpm y otra a 1600 rpm, donde se observaron amplitudes máximas de vibración y condiciones de resonancia. Estas velocidades críticas representan un riesgo significativo para la operación del motor, ya que pueden provocar inestabilidades y daños en los componentes mecánicos. El estudio concluye que es fundamental evitar operar el motor en estas velocidades críticas para prevenir fallos y garantizar su funcionamiento seguro y eficiente. Además, se destaca la importancia de realizar análisis modales y mantenimiento preventivo regular para identificar y mitigar posibles problemas antes de que se conviertan en críticos. Los resultados obtenidos proporcionan información valiosa para optimizar la operación de motores asíncronos en aplicaciones industriales, especialmente en procesos que requieren variación de velocidad, contribuyendo así a mejorar la eficiencia energética y reducir los costos de mantenimiento.

Palabras clave: amortiguamiento, análisis dinámico, coeficientes de rigidez, mantenimiento predictivo, motores asíncronos, resonancia, velocidades críticas, vibraciones.

Abstract

The study aims to analyze the imbalance in alternating current motors with variable speed, specifically in asynchronous motors, to identify and control resonance and instability phenomena that arise during operation at different speeds. These phenomena can cause excessive vibrations, damage to mechanical components, and reduced motor lifespan. To achieve this, a dynamic analysis of a three-phase rotor was conducted using



Licencia Creative Commons
Atribución-NoComercial 4.0



Editado por /
Edited by:
Eva O.L. Lantsoght

Recibido /
Received:
21/02/2025

Aceptado /
Accepted:
26/09/2025

Publicado en línea /
Published online:
10/04/2026



a mathematical model that considers the stiffness and damping coefficients of the bearings, as well as excitation forces and lubrication conditions. The rotor was divided into three sections, and its behavior under unbalanced conditions was simulated using dynamic analysis software (Rotor Dynamics Analysis). Additionally, practical vibration measurements were taken using a CSI 2130 analyzer to validate the simulation results. The results revealed the presence of two critical speeds, one at 800 rpm and the other at 1600 rpm, where maximum vibration amplitudes and resonance conditions were observed. These critical speeds pose a significant risk to motor operation, as they can lead to instabilities and damage to mechanical components. The study concludes that it is essential to avoid operating the motor at these critical speeds to prevent failures and ensure safe and efficient operation. Furthermore, it highlights the importance of conducting modal analysis and regular preventive maintenance to identify and mitigate potential issues before they become critical. The findings provide valuable insights for optimizing the operation of asynchronous motors in industrial applications, particularly in processes requiring variable speed, thereby contributing to improved energy efficiency and reduced maintenance costs.

Keywords: damping, dynamic analysis, stiffness coefficients, predictive maintenance, asynchronous motors, resonance, critical speeds, vibrations.

INTRODUCCIÓN

El constante cambio tecnológico en los motores de inducción ha permitido mejorar su eficiencia, la reducción de pérdidas energéticas y la adaptación a sistemas variables de operación; por estos cambios, se hace conveniente estudiar los fenómenos rotodinámicos. La operación a velocidades y frecuencias variables trae fenómenos de resonancia e inestabilidad, lo cual permite desarrollar investigaciones para optimizar su operación y reducir pérdidas energéticas, logrando que estos motores sean adaptables a una gran variedad de aplicaciones industriales. Es importante tener en cuenta que la investigación y el desarrollo en este campo siguen evolucionando para abordar los desafíos actuales y futuros en la eficiencia energética y de sostenibilidad.

La existencia de investigaciones relacionadas a estudios eléctricos de motores se describe brevemente a continuación. Diversos estudios analizan parámetros eléctricos que intervienen en los cambios de velocidad en motores asíncronos, como la corriente y la tensión, en función de la velocidad, así como los fenómenos de estabilidad, transitorios y armónicos, estos fenómenos permiten ser estudiados más a fondo en su funcionamiento [1].

Actualmente, uno de los dispositivos eléctricos más utilizados en el mundo es el motor asíncrono de CA. En los países industrializados se aplican ampliamente en procesos industriales por su bajo costo y versatilidad [2]. Estos dispositivos pueden consumir entre el 40 y el 50 % de la energía. En todas las industrias son la columna vertebral de muchos procesos de fabricación. Debido a la importancia del uso y funcionamiento continuo de estos motores, sus fallas pueden paralizar una industria o parte de una industria durante



horas o incluso días, provocando pérdidas económicas importantes en términos de costos de producción y mantenimiento [3].

En los procesos de fabricación actuales, es muy importante contar con una estrategia de mantenimiento buena y económica para garantizar la confiabilidad del proceso. En este sentido, la clave para mejorar los programas de mantenimiento es el conocimiento inmediato del estado del motor y los medios necesarios para poder emitir alarmas preventivas antes de que se produzca un fallo que lo deje inservible. Los motores asíncronos que más fallas presentan son los pequeños [4].

La presencia de velocidades críticas en sistema roto-dinámico permite llevar a cabo análisis dinámicos adecuados y balanceos del rotor para evitar alteraciones de funcionamiento anormal. La determinación del desequilibrio provocado por la presencia de velocidades críticas, ocasiona desequilibrios como lo es la resonancia [5].

Un problema presente en los motores asíncronos con tamaños IEC 71 a 112 con potencias desde $\frac{3}{4}$ hasta $7\frac{1}{2}$ cv, es la vibración, cuando esta sale de los parámetros de operación. Este incremento genera daños a algún componente que integra el sistema roto-dinámico, exclusivamente en los elementos mecánicos, reduciendo su vida útil. Cerca del 40 % de las fallas se deben a una avería del rotor por efectos de la vibración [6].

El arranque de motores asíncronos a tensión plena o el cambio de velocidades trae inmersos comportamientos físicos asociados a la vibración. Estos fenómenos se controlan para evitar resonancias, que en muchos de los casos incrementan los fallos en los componentes mecánicos [7].

Al estudiar las fallas en motores eléctricos se reducen los costes por mantenimiento, los cuales están asociados a paradas no programadas. El incremento de propuestas de monitoreo, con aplicaciones de tecnología 4.0 es una buena opción, sin embargo, su desventaja es el costo que representa al requerir una gran cantidad de sensores y software, además del nivel de especialización del grupo de mantenimiento [8, 9].

Los motores asíncronos se encuentran en la mayoría de los procesos industriales. Como cualquier componente mecánico, estos motores están sujetos a fallas, o reducción de su ciclo de vida. Debido a que las inspecciones y reparaciones son costosas, es necesario monitorear su condición aplicando equipos de vibraciones mecánicas para detectar defectos de manera no intrusiva (es decir, sin interferir con su operación) [10].

Diferentes autores han estudiado las fallas de los motores asíncronos, tales como la excentricidad estática (también conocida como dinámica del entrehierro), el comportamiento rotacional de los rodamientos, y la fractura de las barras o anillos del rotor [11, 12, 13].

Los motores asíncronos o de inducción (AC) de corriente alterna, como el estudiado en este trabajo, son los caballos de trabajo de la industria moderna debido a su robustez, bajo costo, relativa simplicidad y eficiencia. Se aplican en todos los sectores industriales.



El objetivo de esta investigación es analizar las fallas en los rotores de motores asíncronos, específicamente en torno a la velocidad crítica del sistema. Para ello, se utilizó un equipo de vibraciones mecánicas que permitió la determinación de las bandas laterales de la componente principal (o fundamental) de la vibración. Este enfoque responde a la siguiente pregunta de investigación clave:

¿Cómo se pueden identificar y controlar las velocidades críticas y los fenómenos de resonancia en un motor asíncrono trifásico con variación de velocidad, mediante el análisis dinámico de su rotor, para prevenir vibraciones excesivas, fallos mecánicos y mejorar su eficiencia operativa?

Para responder a esta pregunta, el estudio se llevó a cabo aplicando una metodología mixta que integra modelado teórico-simulación y validación experimental.

El desbalance en un rotor puede incrementar el consumo de energía eléctrica entre el 1 % y el 5 % a causa de las vibraciones. Este consumo se reduce notablemente al evitar la operación continua en las velocidades críticas del sistema [12].

Adicionalmente, las paradas no programadas por reparaciones consumen energía extra en los procesos de re arranque y sincronización. Se ha comprobado que un motor que opera eficientemente y sin interrupciones ahorra hasta un 2 % de energía anual al eliminar los ciclos de arranque inestables. En términos generales, los motores que cuentan con un mantenimiento adecuado consumen hasta un 5 % menos de energía en comparación con aquellos sin una gestión de mantenimiento correcta [3].

MATERIALES Y MÉTODOS

Rotor

El motor empleado para este estudio es un motor trifásico de la marca Siemens, compuesto por el rotor, el cual se considera para este análisis como un elemento lineal. Este rotor se dividió en tres secciones, como se observa en la Figura 1, para que, al ejecutar la simulación, pueda ser estudiado mediante coordenadas de desplazamiento en las direcciones "x ,y"; interviniendo los módulos de rigidez y amortiguamiento de cada rodamiento. Los rodamientos, ubicados en las estaciones 1 y 3, permiten analizar el comportamiento de la velocidad de rotación, al inducir un desbalance en la sección 3, se genera un movimiento anormal, lo que provoca alteraciones en la operación del rotor o desequilibrio de funcionamiento, creando una amplitud máxima en la estación 3. Se analiza la amplitud máxima generada en cada estación, la velocidad en RPM y el ángulo de fase en grados, lo que permite conocer su ubicación y la frecuencia forzada, conocida como resonancia. Los coeficientes de rigidez y amortiguamiento proporcionan al sistema estabilidad, permitiendo que la fuerza de excitación pase lentamente por la frecuencia natural sin ocasionar daño al motor.

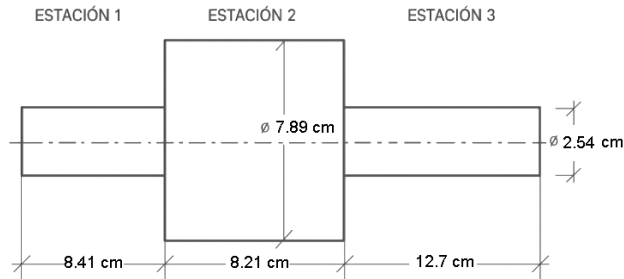


FIGURA 1. Rotor seccionado.

El movimiento orbital del rotor ocurre en el plano (x, y) , como se ilustra en la Figura 2. Este sistema se modela con dos grados de libertad, definidos por los coeficientes de rigidez y amortiguamiento en el eje: (k_x, c_x) y (k_y, c_y) , respectivamente. La masa del rotor (m) se sitúa en este mismo plano (x, y) . Cuando esta masa es excitada por la fuerza radial (F), también conocida como fuerza de rotación o desbalance, se manifiesta la flexibilidad y el amortiguamiento en los rodamientos del rotor. Este fenómeno es generado principalmente por los rodamientos, cuyos efectos son representados en el modelo por los coeficientes (k_x, c_x) y (k_y, c_y) . Estas coordenadas modelan una rotación en el plano (x, y) que considera la rigidez del sistema en la rotación radial y el amortiguamiento generado por las características de viscosidad de los lubricantes.

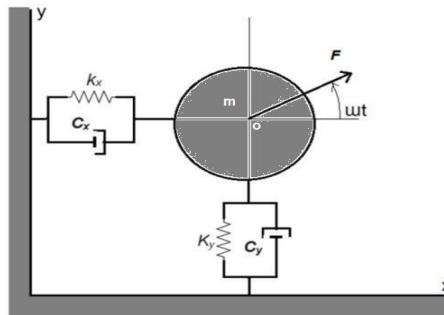


FIGURA 2. Rigidez y amortiguamiento del rotor.

Coefficientes de rigidez y amortiguamiento

Los coeficientes de rigidez y amortiguamiento del rodamiento son ocho para el sistema coordenado $"x, y"$. Los coeficientes de rigidez están representados por la letra $"k"$, siendo estos los movimientos dinámicos, correspondientes a la rigidez del resorte en forma radial. El amortiguamiento es la parte que resiste la velocidad en el plano radial, representado por la letra $"c"$. En los rodamientos se presentan las fuentes de no linealidad o fuerzas de reacción, siendo ocho los coeficientes que intervienen en el fenómeno de respuesta al desbalance y estabilidad del rotor. Los valores de viscosidad del lubricante y la velocidad de giro dan lugar a la rigidez de los rodamientos y su respectivo amortiguamiento, y se calculan a partir de:



$$\underline{k}_{ij} = \frac{k_{ij}C}{W} \quad (1)$$

$$\underline{C}_{ij} = \frac{C_{ij}C}{W} \quad (2)$$

$$k_{ij} = -\frac{\partial F_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$C_{ij} = -\frac{\partial F_i}{\partial \dot{x}_j} \quad (4)$$

Donde:

C = Claro radial = $\frac{\omega}{2\pi} = 0.24$

ω = Velocidad angular (rad/seg)

W = Carga estática (lb)

k_{ij} = Coeficiente de rigidez del rodamiento

C_{ij} = Coeficiente de amortiguamiento

Para calcular los coeficientes de rigidez y amortiguamiento, se presentan las siguientes ecuaciones:

$$-k_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial x} \cong \frac{\Delta F_x}{\Delta x} = \frac{F_x(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_x(x, y, 0, 0)}{\Delta x} \quad (5)$$

$$-k_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial x} \cong \frac{\Delta F_y}{\Delta x} = \frac{F_y(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_y(x, y, 0, 0)}{\Delta x} \quad (6)$$

$$-k_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial y} \cong \frac{\Delta F_x}{\Delta y} = \frac{F_x(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_x(x, y, 0, 0)}{\Delta y} \quad (7)$$

$$-k_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y} \cong \frac{\Delta F_y}{\Delta y} = \frac{F_y(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_y(x, y, 0, 0)}{\Delta y} \quad (8)$$

$$-C_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \cong \frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{x}} = \frac{F_x(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_x(x, y, 0, 0)}{\Delta \dot{x}} \quad (9)$$

$$-C_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \cong \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{x}} = \frac{F_y(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_y(x, y, 0, 0)}{\Delta \dot{x}} \quad (10)$$

$$-C_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \cong \frac{\Delta F_x}{\Delta \dot{y}} = \frac{F_x(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_x(x, y, 0, 0)}{\Delta \dot{y}} \quad (11)$$



$$-C_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} \cong \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{y}} = \frac{F_y(x + \Delta x, y, 0, 0) - F_y(x, y, 0, 0)}{\Delta \dot{y}} \quad (12)$$

Donde:

- k_{xx}, k_{yy} = Componentes de rigidez
- C_{xx}, C_{yy} = Coeficientes de amortiguamiento
- K_{xy}, K_{yx} = Coeficientes de rigidez que interconectan el sistema
- C_{xy}, C_{yx} = Coeficientes de amortiguamiento que interconectan el sistema

Lubricación de rodamientos

La lubricación de los rodamientos para cargas radiales con un film de película fluida se calcula a partir de los movimientos dinámicos entre el rodamiento y la flecha, o de las posiciones de cada componente de la velocidad.

El amortiguamiento que proporciona el lubricante permite separar los metales en movimiento durante su funcionamiento. Los lubricantes poseen una viscosidad determinada por sus propiedades físicas y químicas, la cual puede verse afectada por altas temperaturas o por la presión en los puntos de contacto. Sin embargo, si el lubricante presenta un buen amortiguamiento, podrá mantener su eficacia en condiciones de operación exigentes.

Los efectos provocados por la viscosidad del lubricante predominan en comparación con los efectos de la inercia del fluido. Por lo tanto, las reacciones en estado de equilibrio estático de las componentes "x, y" del movimiento dinámico se expresan de la siguiente manera:

$$F_x + W_x = f_x = \frac{\partial F_x}{\partial x} x + \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \dot{x} + \frac{\partial F_x}{\partial x} y + \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} \dot{y} \quad (13)$$

$$F_y + W_y = f_y = \frac{\partial F_y}{\partial x} x + \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \dot{x} + \frac{\partial F_y}{\partial x} y + \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} \dot{y} \quad (14)$$

Donde:

$F_x = F_x(x, y, \dot{x}, \dot{y})$ y $F_y = F_y(x, y, \dot{x}, \dot{y})$ son las componentes vectoriales de la fuerza del rotor sobre el rodamiento, en equilibrio estático.

W_x y W_y son las componentes vectoriales de la carga estática.

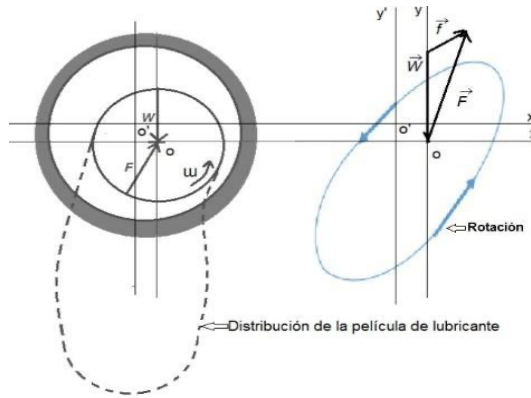


FIGURA 3. Movimiento de rotación del rotor en el rodamiento.

OBTENCIÓN DE COEFICIENTES DE RIGIDEZ Y AMORTIGUAMIENTO

Los coeficientes de rigidez y amortiguamiento se obtienen mediante la aplicación de la ecuación (15) utilizando el programa MATLAB. Para el desarrollo del cómputo numérico se consideró el sistema rotor–rodamiento como un sistema circular, incorporando las variables de aceleración, velocidad de rotación y desplazamiento en la solución de la matriz de transferencia. De este modo, se determinan la magnitud y la dirección de los coeficientes de rigidez y amortiguamiento, minimizando la vibración del sistema. En este modelado, la viscosidad del lubricante se considera uniforme.

El sistema para el cálculo de los coeficientes se considera sencillo, dividiendo el sistema en tres estaciones o secciones, cada una con su matriz respectiva, cuya geometría se toma en cuenta, así como su elasticidad y su masa, aplicando el sistema matricial, como:

$$[M][\ddot{X}] + [C][\dot{X}] + [K][X] = f(t) \quad (15)$$

Donde:

- M** = Matriz de la masa
- \ddot{X} = Aceleración del sistema
- C** = Matriz de amortiguamiento
- \dot{X} = Velocidad de rotación
- K** = Matriz de rigidez
- X** = Desplazamiento
- f** = Función de fuerza con respecto al tiempo

Los coeficientes calculados, K_{xx} , K_{yy} , son denominados como coeficientes de rigidez, los, C_{xx} , C_{yy} , coeficientes de amortiguamiento, mientras que K_{xy} , K_{yx} , C_{xy} , C_{yx} son los coeficientes de acoplamiento cruzados. Debido a la reacción que presentan ante una velocidad y un desplazamiento, al aplicarse una fuerza o carga, los coeficientes obtenidos se muestran en la Tabla 1.

TABLA 1. Coeficientes de rigidez y amortiguamiento.

K_{xx}	K_{yy}	C_{xx}	C_{yy}	K_{xy}	K_{yx}	C_{xy}	C_{yx}
43.0	10	4.0	2.0	22.0	3.0	3.0	1.0

Análisis dinámico del rotor

Se realiza la simulación de respuesta al desbalance en estado estable, con el software, Rotor Dynamics Analysis [14], para el rotor mostrado en la Figura 1. Este tiene un movimiento en una órbita a partir del radio de giro del rotor. Se toman en cuenta las posiciones de los rodamientos debido a la concentración del momento polar de inercia que ocurre en cada uno de ellos. Los datos correspondientes al rotor para realizar la simulación se presentan en la Tabla 2. Los diámetros internos se consideran "0", por tratarse de una flecha maciza, y se requiere el largo de cada sección.

TABLA 2. Dimensiones del rotor.

N.º de Estación	Diámetro interior (cm)	Diámetro exterior (cm)	Largo (cm)
Estación 1	0	2.54	8.214868
Estación 2	2.54	7.897622	8.41
Estación 3	0	2.54	12.7

Para aplicar el software Rotor Dynamics Analysis "RDA" se tomaron en cuenta los valores dimensionales del rotor, como son: diámetro interior, exterior y el largo, mostrados en la Tabla 2, así como los datos de la Tabla 3 para cada estación, estos datos son indispensables para llevar a cabo el cálculo de los valores de amplitud y ángulo de fase " φ " para el eje en las direcciones X y Y.

TABLA 3. Datos adicionales para la simulación.

Módulo de elasticidad "E" (kg/cm ²)	2.1E+07
Densidad del acero (kg/cm ³)	0,00785
Velocidad de operación (RPM)	3600

Análisis de vibraciones

Se realizó un análisis con el equipo analizador de vibraciones CSI 2130, estabilizando la velocidad de rotación del motor, cercana a las revoluciones donde se presentaron las amplitudes máximas calculadas en el modelado.

RESULTADOS

En la Tabla 4 se muestran los resultados obtenidos al modelar el sistema. La tabla muestra una velocidad de 2 000 rpm, por ser la máxima velocidad en que se encuentran ubicadas las inestabilidades del sistema rotor. Se observa que, a una velocidad aproximada de 800 rpm, en la dirección Y, ocurre una inestabilidad de 17.20 μm , con un ángulo de fase de 90.7°. La segunda inestabilidad se presenta a las 1 600 rpm, cuya estabilidad es 17.45 μm con un ángulo de fase de 90.4°.

TABLA 4. Resultados de la respuesta del rotor estación 2.

Velocidad RPM	Dirección X		Dirección Y	
	Amplitud μm	Ángulo de fase (φ)	Amplitud μm	Ángulo de fase (φ)
100	0.15	-55.9	19.87	99.7
200	0.38	-72.7	15.77	92.2
300	0.58	-79.2	16.18	92.2
400	0.76	-83.1	16.10	91.3
500	0.97	-85.7	16.28	91.2
600	1.17	-87.7	16.43	90.7
700	1.35	-89.3	16.48	90.8
800	1.55	-90.6	17.20	90.9
900	1.75	-91.9	16.15	90.6
1000	1.93	-93	16.13	90.6
1100	2.13	-94	16.10	90.5
1200	2.31	-95	16.10	90.5
1300	2.51	-95.9	16.18	90.5
1400	2.69	-96.8	16.05	90.4
1500	2.87	-97.6	16.13	90.4
1600	3.07	-98.5	17.45	90.4
1700	3.25	-99.3	16.10	90.4
1800	3.43	-100	16.13	90.4
1900	3.61	-100.8	16.13	90.4
2000	3.78	-101.6	16.13	90.4

La Figura 4 muestra las velocidades críticas al ejecutar el cálculo de respuesta al desbalance. La primera velocidad se encuentra ubicada a las 800 rpm y la segunda a 1 600 rpm. Para los dos puntos, mostrados en la Figura 4, se observa que la amplitud mostrada provoca resonancias forzadas o inestabilidades. Este análisis se puede aplicar para determinar los coeficientes que permiten equilibrar un sistema real para balanceo de rotores.

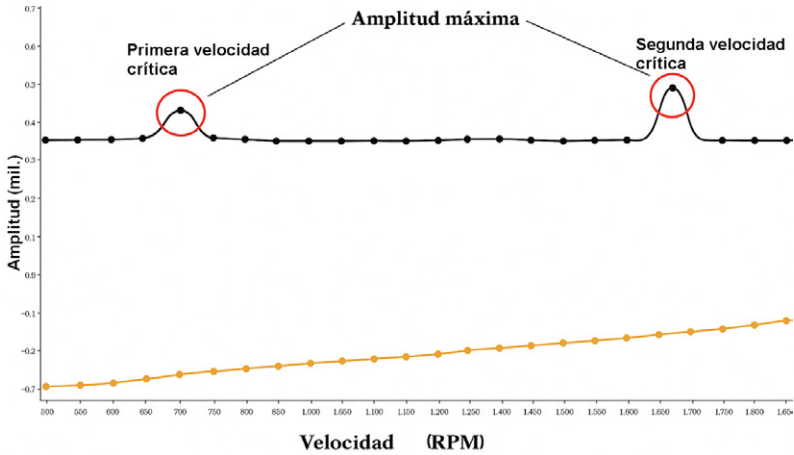


FIGURA 4. Inestabilidad del rotor.

Los resultados en estado estacionario de los dos rodamientos con características idénticas, ubicados en las estaciones 1 y 3 que soportan al rotor en condiciones reales, se muestran en los gráficos de la Figura 5. En ellos se presentan los ángulos de fase en las direcciones X e Y, a partir de los cuales se obtiene el movimiento orbital de las coordenadas de posición del centro de masa. Esto permite visualizar la trayectoria orbital de la vibración del rotor causada por el desbalance, el cual genera condiciones de inestabilidad en el sistema. Los ángulos de fase graficados son los que se muestran en la Tabla 4.

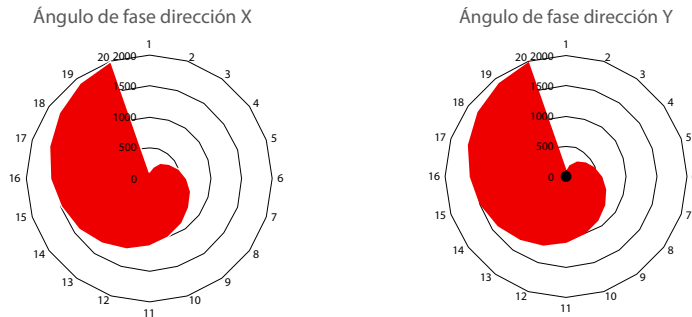


FIGURA 5. Diagrama de ángulos de fase.

El análisis de vibraciones se realizó con el equipo CSI 2130, a una velocidad programada de 800 rpm. En el gráfico de la Figura 6 se observa que los picos dominantes se presentan a 750, 1500, 2250 y 3000 rpm. La amplitud máxima se registra a 750 rpm, lo que indica la presencia de una resonancia mecánica en ese punto, conocida como velocidad crítica.

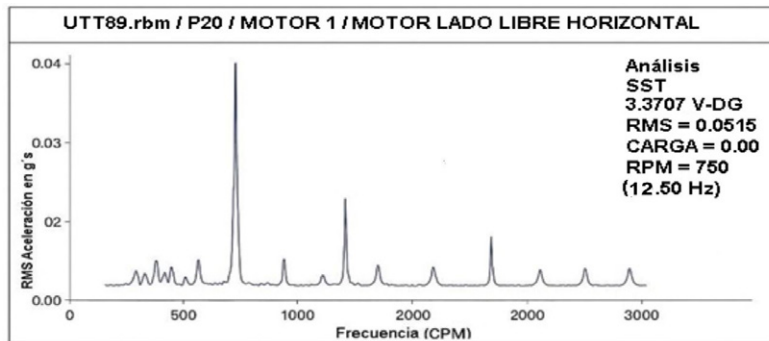


FIGURA 6. Movimiento de rotación del rotor en el rodamiento.

El segundo análisis, mostrado en la Figura 7, se realizó a una velocidad fundamental de 1 500 rpm. En los resultados se observa que la velocidad crítica se encuentra por encima de este valor, ubicándose alrededor de 1 600 rpm. Esto indica que, para fines de protección y operación segura del sistema, la segunda velocidad crítica representa un punto crítico, debido a los efectos de inestabilidad o resonancia que podría generar.

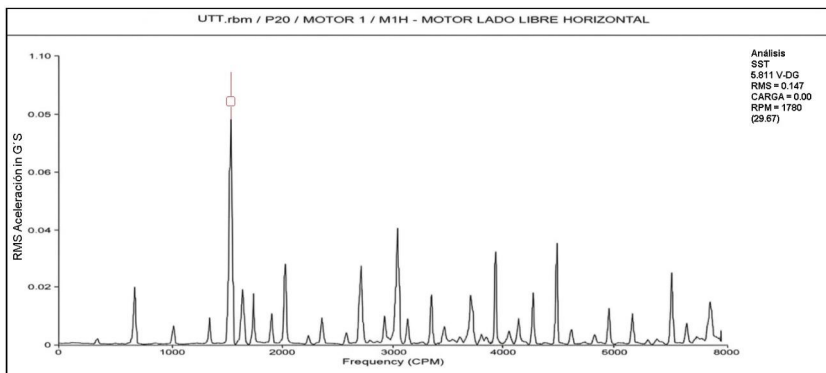


FIGURA 7. Movimiento de rotación del rotor en el rodamiento estación 3.

DISCUSIÓN

Este trabajo presenta un análisis integral del comportamiento dinámico de un rotor de motor asíncrono operando a velocidades variables, con el objetivo de identificar y caracterizar sus velocidades críticas para mitigar fenómenos de resonancia. Nuestros hallazgos no solo validan el modelo teórico propuesto mediante datos experimentales, sino que también subrayan implicaciones significativas para la gestión de activos y la eficiencia energética en entornos industriales. El eje de nuestra metodología reside en la modelización del sistema rotor-rodamientos mediante un enfoque de elementos finitos, considerando una matriz con las variables de coeficientes de rigidez y amortiguamiento.



La principal contribución de este trabajo va más allá de la identificación de las velocidades críticas: proporciona un marco cuantitativo para la toma de decisiones operativas. La posibilidad de predecir con exactitud estas velocidades permite implementar estrategias de control que eviten la operación prolongada en estos regímenes, por ejemplo, mediante la programación de variadores de frecuencia para acelerar rápidamente a través de estas bandas críticas.

Sin embargo, es necesario contextualizar las limitaciones de nuestro modelo para orientar futuras investigaciones.

Finalmente, nuestros resultados aportan datos obtenidos entre el modelado físico y la monitorización basada en condición. La correlación exitosa entre la simulación y los datos del analizador de vibraciones sienta las bases para desarrollar sistemas de vigilancia más inteligentes.

El estudio del desequilibrio en motores asíncronos permite obtener mejoras en la eficiencia energética del orden del 6 % al 10 %, principalmente al evitar la operación en velocidades críticas que provocan resonancias. Además, contribuye a la reducción de pérdidas por vibración y fricción, y a la optimización del mantenimiento predictivo, permitiendo que el sistema opere en condiciones ideales.

CONCLUSIONES

De acuerdo con los resultados obtenidos en este trabajo, se concluye que, al operar el sistema a una velocidad de 3 600 rpm, se identifican la primera velocidad crítica, con una amplitud de 17.20 μm , y la segunda velocidad crítica, con una amplitud de 17.45 μm . Asimismo, se obtuvieron los ángulos de fase para cada velocidad crítica en las direcciones X e Y, lo que permitió determinar el movimiento del rotor soportado por los rodamientos.

Se obtuvieron la primera y segunda velocidad crítica al aplicar un desbalance; estos resultados son muy importantes ya que proporcionan datos del comportamiento dinámico del rotor soportado por dos rodamientos de bolas, con sus respectivos coeficientes de rigidez y amortiguamiento. El análisis de respuesta al desbalance permite tener en cuenta sus resultados a la hora de variar la velocidad para procesos de fabricación o procesos industriales.

En los análisis prácticos, la segunda velocidad crítica se presentó a las 1 600 rpm, por ser este el punto en donde se presenta el mayor riesgo al motor, debido a inestabilidades o resonancias. Este rotor es considerado, por la velocidad de trabajo, como flexible.

Los resultados de este trabajo indican que, por cualquier método de variación, es necesario evitar las velocidades críticas para prevenir vibraciones excesivas o algún fallo, o condición insegura de trabajo.



AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecemos a la Universidad Tecnológica de Tlaxcala, por las facilidades para realizar los análisis en el laboratorio de mantenimiento predictivo.

CONTRIBUCIONES DE LOS AUTORES

José Luis Hernández Corona: conceptualización inicial de la investigación, identificación de la metodología y su desarrollo, análisis de datos, validación de resultados, preparación de borradores originales y edición.

Jonny Carmona Reyes: curación de datos y su validación, redacción y validación.

Román Daniel Romero Mitre: conceptualización, redacción y preparación de borrador original.

DECLARACIÓN SOBRE EL USO DE TECNOLOGÍAS DE IA GENERATIVA Y ASISTIDA EN LA REDACCIÓN

Para este trabajo no se utilizó ninguna herramienta de IA.

DECLARACIÓN DE DISPONIBILIDAD DE DATOS

Los datos generados y analizados en este estudio se incluyen en el artículo publicado. No se generaron conjuntos de datos adicionales para su difusión pública.

CONFLICTO DE INTERÉS

Los autores declaramos que no existe conflicto de interés en el desarrollo de este trabajo que presentamos para su evaluación y procesos subsecuentes.

REFERENCIAS

- [1] Quisilema-Quiñaluiza, J. F. (2021). Análisis de la estabilidad transitoria en sistemas eléctricos de potencia por el método de Runge-Kutta. *Revista Vinculos*, 18(1), 64–71. <https://revistas.udistrital.edu.co/index.php/vinculos/article/view/15360>
- [2] González, D. G. D., Fernández, J. G., & Barbón, A. (2002). *Variación de la velocidad de los motores eléctricos*. Universidad de Oviedo. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:171700058>
- [3] Muñoz-Cevallos, J. L., & Macías, M. C. (2021). Mantenimiento centrado en la confiabilidad a equipos en industria de conservas de atún. *Científica*, 25(2), 1-12. <https://cientifica-ipn.com/index.php/esime/article/view/64>
- [4] García, M. V. (2016). *Determinación paramétrica y operación de un motor de CA de rotor devanado como transformador* [Tesis de maestría, Instituto Politécnico Nacional]. Repositorio del Instituto Politécnico Nacional.
- [5] Vílchez Rojas, B. J. (2021). *Estudio y análisis comparativo de un motor de inducción trifásico con modelos aproximados y exactos* [Tesis de pregrado, Universidad Nacional del Centro del Perú]. Repositorio Institucional de la Universidad Nacional del Centro del Perú. <https://repositorio.uncp.edu.pe/handle/20.500.12894/7599>
- [6] Cárdenas, I. F. A., & Collaguazo, T. E. P. (2019). *Desarrollo de una balaceadora electrónica para rotores de motores eléctricos para la empresa Siproelectrik SA* [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica Salesiana]. Repositorio Institucional de la Universidad Politécnica Salesiana. <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/17645/1/UPS-ST004237.pdf>
- [7] Romero, J. A. C., & Boyacá, J. A. R. (2013). El variador de velocidad como método de arranque ideal para motores eléctricos de inducción. *Ingeniería Investigación y Desarrollo:12+D*, 13(1), 34. https://revistas.uptc.edu.co/index.php/ingenieria_sogamoso/article/view/3414/3054
- [8] Bossio, G. R., De Angelo, C. H., & García, G. O. (1-3 de septiembre de 2008). *Evaluación de los armónicos de corriente para el diagnóstico de barras rotas en motores de inducción*. Ponencia presentada en el XXI Congreso Argentino de Control Automático, Argentina. https://www.researchgate.net/publication/233382293_Evaluacion_de_los_Armonicos_de_Corriente_para_el_Diagnostico_de_Barras_Rotas_en_Motores_de_Induccion
- [9] Penman, J., Sedding, H. G., Lloyd, B. A., & Fink, W. T. (2002). Detection and location of interturn short circuits in the stator windings of operating motors. *IEEE transactions on Energy conversion*, 9(4), 652-658. <https://doi.org/10.1109/60.368345>
- [10] Arthur, N., & Penman, J. (2002). Induction machine condition monitoring with higher order spectra. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 47(5), 1031-1041. <https://ieeexplore.ieee.org/document/723030>
- [11] Mendes, D. S. F. T., Navas, H. V. G., & Charrúa-Santos, F. M. B. (2022). Proposal for a maintenance management system based on the lean philosophy and industry 4.0. *Revista Produção e Desenvolvimento*, 8(1), e587-e587. <https://doi.org/10.32358/rpd.2022.v8.587>
- [12] Nandi, S., Toliyat, H., & Li, X. (2005). Condition Monitoring and Fault Diagnosis of Electrical Motors: A Review. *IEEE Transactions On Energy Conversion*, 20(4), 719-729. <https://doi.org/10.1109/tec.2005.847955>
- [13] Bossio, G. R., De Angelo, C. H., & De Pauli, A. D. (2005). *Diagnóstico de fallas en el rotor de motores de inducción caso de estudio: motor de 1.6 MW de bomba de alta presión*. XI Reunión de Trabajo en Procedimiento de la Información y Control, pp. 488-493. https://www.researchgate.net/publication/233382306_Diagnostico_de_Fallas_En_el_Rotor_de_Motores_de_Induccion_Caso_de_Estudio_Motor_de_16_MW_de_Bomba_de_Alta_Presion
- [14] Adams, M. L. (2009). *Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting*. CRC Press.