

Propuesta de modelo de variación de consumo de corriente de un MSIP por efecto de desbalance por presencia de grietas superficiales en el rotor

Manilla-García, A.^{a*}, Rivas-Camero, I.^a, Guerrero-Rodríguez, N. F.^b

^a Universidad Politécnica de Tulancingo, Calle ingenierías No. 100, Huapalcalco, Tulancingo de Bravo, Hidalgo, México.

^b Pontificia Universidad Católica Madre y Maestra, Abraham Lincoln esq. Simón Bolívar, Santo Domingo, República Dominicana.

To cite this article: Manilla-García, A., Rivas-Camero, I., Guerrero-Rodríguez, N. F. 2020. Proposal of model of current consumption variation of an MSIP due to the effect of imbalance due to the presence of surface cracks in the rotor. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial 17, 424-431. <https://doi.org/10.4995/riai.2020.12301>

Resumen

En el presente artículo se propone un modelo para caracterizar las variación de corriente en terminales de un motor síncrono de imanes permanentes (MSIP) como consecuencia del efecto de desbalance en el rotor a causa de una grieta superficial. Se modela el desbalance en el rotor mediante las ecuaciones de Laval con acoplamiento del efecto de la grieta superficial. Se propone un modelo de efecto de variación del entrehierro a partir de este desbalance, lo cual origina una variación en las inductancias del modelo del MSIP, que a su vez ocasionan una variación en el consumo de la corriente. Con este modelo se espera contribuir en el campo de determinación de parámetros físicos, en este caso, grietas o desbalances causados por imperfecciones que se comporten como tal.

Palabras clave: Modelado del sistema continuo, estimación de parámetro, simulación de sistema, desbalance en rotor, variación de inductancia, mecanismo de fisura.

Proposal of model of current consumption variation of an MSIP due to the effect of imbalance due to the presence of surface cracks in the rotor.

Abstract

This article proposes a model to characterize the current variation in terminals of a permanent magnet synchronous motor (MSIP) as a result of the imbalance effect on the rotor due to a surface crack. The imbalance in the rotor is modeled using the Laval equations with the effect of the surface crack. A model of the air gap variation effect is proposed based on this imbalance, which causes a variation in the inductances of the MSIP model, which in turn causes a variation in current consumption. With this model it is expected to contribute in the field of determination of physical parameters, in this case, cracks or imbalances caused by imperfections that behave as such.

Keywords: Modeling of the continuous system, parameter estimation, system simulation, imbalance in rotor, inductance variation, fissure mechanism

1. Introducción

Existe un creciente interés por analizar, predecir o diagnosticar las fallas en máquinas eléctricas (González G. N. et al, 2018).

El problema de daño debido a desbalanceo y vibraciones en máquinas eléctricas es un tema muy amplio, los resultados de estos estudios son muy importantes, en ámbitos tan variados como diseño de maquinaria y seguridad industrial.

Se han planteado diversas técnicas de detección de grietas basadas en pruebas no destructivas en materiales, aplicadas a diversas técnicas inspiradas en procesos vibratorios y fenómenos residuales como el sonido producto de desbalanceo (Dunn M. et al, 2017).

Otras técnicas de detección implican procesos de observación de imágenes mediante barrido e inteligencia artificial (Cha Y. et al, 2017).

Tratando de contribuir a resolver el problema de predicción de daño se plantea un modelo que predice la dinámica de falla

de un Motor síncrono de Imanes permanentes (MSIP), a partir de la variación en inductancias debido a los cambios en la medida del entrehierro como consecuencia del desbalance del rotor del MSIP.

Con el fin de entender el comportamiento del desbalance en el MSIP de estudio se parte del análisis de movimiento de rotores basado en la ecuación de Jeffcott en el cual se induce la presencia de la fisura, lo cual ocasionará los cambios de rigidez y propiedades que originan el desbalance.

Primero se derivan en el caso de un eje íntegro, antes de añadir la fisura considerando su efecto en el cambio de rigidez del eje. En una segunda parte se realiza un primer análisis sin considerar el efecto del amortiguamiento.

2. Índice de variables utilizadas

Las variables utilizadas en el presente artículo son:

i_d, i_q	Corrientes del estator en el marco de referencia dq giratorio
ω_r	velocidad angular del rotor
a	Tamaño de la fisura
Y, Z	Desbalanceo en el plano YZ
V_d, V_q	Voltajes del estator en el marco de referencia dq giratorio
L_d, L_q	Inductancias del estator en los ejes de referencia dq
r	Resistencia por fase en el estator
P	Número de pares de polos
J	Inercia rotacional de masa
J_a	Inercia rotacional de área
J_{as}	Inercia rotacional de área sin fisura
J_{af}	Inercia rotacional de área de la fisura
λ_m	Flujo magnético permanente
β	Coefficiente de amortiguamiento viscoso
L	Longitud total del rotor
c	Coefficiente proporcional (dependiente del material)
n	Exponente proporcional (dependiente del material)
D	Diámetro mayor del eje del rotor
T_{ph}	Numero de vueltas por fase en la bobina
μ_0	Permeabilidad magnética del vacío
D_B	Diámetro del conductor de la bobina
L_B	Longitud del alambre de la bobina
C_{car}	Coefficiente de Carter
λ_g	Entrehierro de diseño
λ_r	Entrehierro de desbalance
ϵ_m	Deflexión máxima
ϵ	Desbalance del centro geométrico y centro de gravedad debido al peso del rotor.
T_l	Par de carga externa
T_e	Par eléctrico (generado por el motor)
g	Función de respiro de fisura de Mayes y Davis
Δk	Variación del concentrador de esfuerzo
$\Delta \tau_{max}$	Esfuerzo torsional en el eje del rotor
t	Tiempo de evaluación
m	Masa del rotor
E	Módulo de elasticidad base
$i_{d0}, i_{q0}, \omega_{r0}$	

α_0, T_0, X_0, Y_0	Condiciones iniciales del modelo
e_{ω_r}, e_{i_d}	Errores de estados del sistema
c_{ω_r}	Coefficiente de error de velocidad
$i_{qd}, i_{dd}, \omega_{rd}$	Valores deseados de los estados del sistema
U_q, U_d	Entradas de control del sistema
k_1, k_2	Ganancias del control óptimo cuadrático lineal
k_p, k_i, k_d	Ganancias del control proporcional, integral y derivativo (PID)

3. Desbalance en el eje del rotor

El rotor Jeffcott es un modelo simplificado de rotor, que consiste en un disco desbalanceado, montado en su centro geométrico C sobre un eje sin masa (despreciable frente a la masa del disco) en rotación a una velocidad ω_r constante. (Forth S. C et al, 2006).

El centro de masa G del disco se encuentra a una distancia ϵ de su centro geométrico C, lo cual provocará el desbalance.

Con el fin de ubicar la posición del rotor, se utiliza un sistema de referencia fijo 0XYZ, el eje X se escoge como el eje de los soportes, Y y Z son las coordenadas del centro geométrico C (Zerbst U. et al, 2017).

Por simplificación, no se consideran deformaciones torsionales, por lo tanto, el sistema, tanto el eje como el disco, giran a una velocidad constante ω_r .

Suponiendo también que el eje tiene una sección transversal constante, las direcciones Y y Z son equivalentes (eje simétrico) por lo que los coeficientes de elasticidad del eje en Y y Z son iguales: $k_Y = k_Z = k$. La Figura 1 ilustra el diagrama de cuerpo libre del rotor del MSIP de estudio.

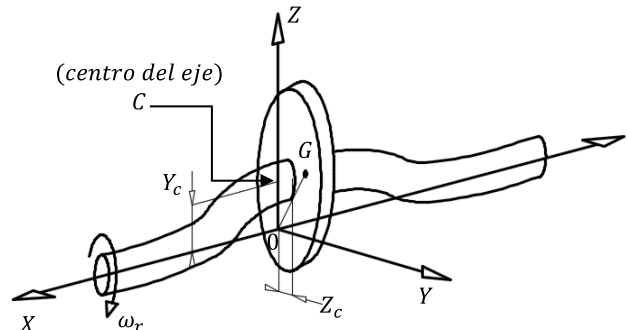


Figura 1: Rotor Jeffcott con presencia de desbalance

Del diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 1 se observa que las fuerzas que actúan en el disco toman la forma:

$$\begin{aligned}
 F_y &= (-kY_c)\vec{j} \\
 F_z &= (-kZ_c)\vec{k}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Estas fuerzas se representan de manera bidimensional en el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 2.

Si además se incluye el amortiguamiento de los soportes, aplicando la segunda ley de Newton al centro de gravedad, se obtiene:

$$\begin{aligned}
 ma_G &= (-kZ_c)\vec{k} + (-kY_c)\vec{j} + (-c\dot{Z}_c)\vec{k} \\
 &\quad + (-c\dot{Y}_c)\vec{j}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Relacionando el punto G con el punto C.

$$a_G = a_C + \omega_r x(\omega_r x_{r_{G/C}}) \tag{3}$$

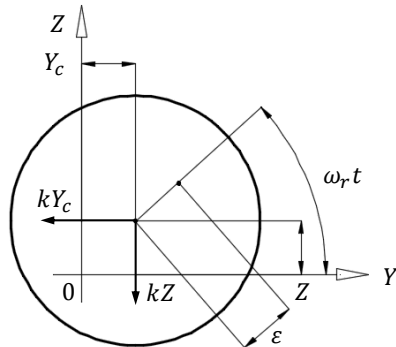


Figura 2: Diagrama de cuerpo libre del rotor Jeffcott

Donde $r_{G/C}$ es el vector CG, lo cual implicaría:

$$r_{G/C} = \epsilon \cos(\omega_r t) \vec{j} + \epsilon \sin(\omega_r t) \vec{k} \tag{4}$$

Recordando que:

$$\omega_r x(\omega_r x_{r_{G/C}}) = \dot{\omega}_r x_{r_{G/C}} - \omega_r^2 r_{G/C} \tag{5}$$

Haciendo las sustituciones en la ecuación de equilibrio dinámico se tiene:

$$\begin{aligned} m a_G &= m [\ddot{Y}_C - \omega_r^2 \epsilon \cos(\omega t)] \vec{j} \\ &\quad + m [\ddot{Z}_C - \omega_r^2 \epsilon \sin(\omega t)] \vec{k} \\ &= -[k Y_C + c \dot{Y}_C] \vec{j} - [k Z_C + c \dot{Z}_C] \vec{k} \end{aligned} \tag{6}$$

lo que nos da las ecuaciones de movimiento siguientes:

$$\begin{aligned} \ddot{Y}_C + 2\zeta \omega_n \dot{Y}_C + \omega_n^2 Y_C &= \omega_r^2 \epsilon \cos(\omega t) \text{ en dirección } \vec{j} \\ \ddot{Z}_C + 2\zeta \omega_n \dot{Z}_C + \omega_n^2 Z_C &= \omega_r^2 \epsilon \sin(\omega t) \text{ en dirección } \vec{k} \end{aligned} \tag{7}$$

Para:

$$\begin{aligned} 2\zeta \omega_n &= \frac{c}{m} \\ \omega_n^2 &= \frac{k}{m} \\ \epsilon &= -\frac{9.8m}{k} \\ k &= \frac{48EJ_{as}}{L^3} \end{aligned} \tag{8}$$

El movimiento del centro geométrico del rotor del MSIP definido por C (por donde pasa el eje del mismo) tiene como trayectoria ideal a la circunferencia, cuyo radio depende de la velocidad ω y del amortiguamiento ζ (Ginsberg, J.H, 2001).

3.1 Modelo de rotor del MSIP con presencia de fisura

Yamamoto e Ishida, basándose en este mismo modelo de rotor Jeffcott, simularon una fisura con el enfoque siguiente: Suponiendo que la fisura es de tipo transversal, siempre

abierta, por lo tanto sin fenómeno de respiro (Figura 3), provoca un cambio de rigidez en el eje, ya que la sección transversal disminuye (Bachschmid N. et al, 2010).

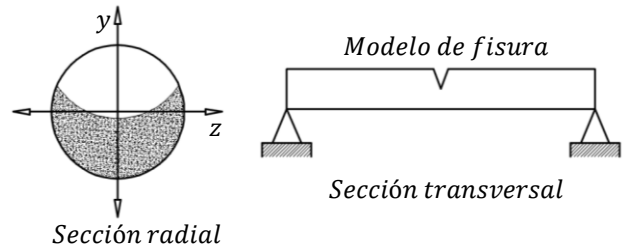


Figura 3: Modelo de fisura

Suponiendo que en la dirección Y' , la rigidez disminuye de Δk , y en la dirección Z' aumenta de Δk .

$$\begin{aligned} F'_{Y'} &= -(k - \Delta k_v) y \vec{j} \\ F'_{Z'} &= -(k + \Delta k_v) z \vec{k} \end{aligned} \tag{9}$$

Un cambio de coordenadas para pasar del sistema rotativo al sistema fijo, utilizando las ecuaciones de cambio de coordenadas:

$$\begin{cases} y' = y \cos(\omega_r t) + z \sin(\omega_r t) \\ z' = -y \sin(\omega_r t) + z \cos(\omega_r t) \end{cases} \tag{10}$$

Y:

$$\begin{cases} F_y = F'_{y'} \cos(\omega_r t) - F'_{z'} \sin(\omega_r t) \\ F_z = F'_{y'} \sin(\omega_r t) + F'_{z'} \cos(\omega_r t) \end{cases} \tag{11}$$

permite obtener

$$\begin{aligned} F_y &= -\{ky - \Delta k_v [y \cos(\omega_r t) + z \sin(\omega_r t)]\} \\ F_z &= -\{kz - \Delta k_v [y \sin(\omega_r t) - z \cos(\omega_r t)]\} \end{aligned} \tag{12}$$

El mismo desarrollo que el caso sin fisura, sólo sustituyendo las nuevas fuerzas de rigidez, permite obtener las ecuaciones de movimiento:

$$\begin{aligned} \ddot{y} + 2\zeta \omega_n \dot{y} + \omega_n^2 y &\quad - \Delta k_1 [y \cos(2\omega_r t) \\ &\quad + z \sin(2\omega_r t)] = \omega_r^2 \epsilon \cos(\omega t) \\ \ddot{z} + 2\zeta \omega_n \dot{z} + \omega_n^2 z &\quad - \Delta k_1 [y \sin(2\omega_r t) \\ &\quad - z \cos(2\omega_r t)] = \omega_r^2 \epsilon \sin(\omega t) \end{aligned} \tag{13}$$

Un eje íntegro no tiene esa variación de rigidez, por lo tanto, la rigidez del eje íntegro es $\Delta k_1 = 0$. Donde se observa que las dos ecuaciones no se contradicen.

Definiendo los siguientes estados para el sistema del eje del rotor:

- $x_1 = y \rightarrow$ Desplazamiento en dirección y
- $x_2 = \dot{y} \rightarrow$ Velocidad en dirección y
- $x_3 = z \rightarrow$ Desplazamiento en dirección z
- $x_4 = \dot{z} \rightarrow$ Velocidad en dirección z

De tal forma que se tiene las ecuaciones estructuradas como:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= x_2 \\ \frac{dx_2}{dt} &= \omega_r^2 \varepsilon \cos(\omega t) - 2\zeta \omega_n x_2 - \omega_n^2 x_1 \\ &\quad + \Delta k_1 [x_1 \cos(2\omega_r t) + x_3 \sin(2\omega_r t)] \\ \frac{dx_3}{dt} &= x_4 \\ \frac{dx_4}{dt} &= \omega_r^2 \varepsilon \sin(\omega t) - 2\zeta \omega_n x_4 - \omega_n^2 x_3 \\ &\quad + \Delta k_1 [x_1 \sin(2\omega_r t) - x_3 \cos(2\omega_r t)] \end{aligned} \tag{14}$$

Donde:

$$\Delta k_1 = \frac{\Delta k_v}{m} \tag{15}$$

Partiendo de la ecuación de rigidez para un eje cilíndrico, la presencia de la fisura en el eje causará una variación en la rigidez del eje del rotor de la forma:

$$\Delta K_v = \frac{48E\hat{J}}{L^3} \tag{16}$$

3.2 Dinámica de Fractura en el eje del rotor

Se propone el comportamiento de fractura del eje del rotor a causa de la variación del esfuerzo de carga T_l , y a la presencia de singularidades en el comportamiento del eje del rotor que, a través de una dinámica de apertura y cierre de la misma, generará un comportamiento de falla frágil en el sistema, como se ilustra en la Figura 4.

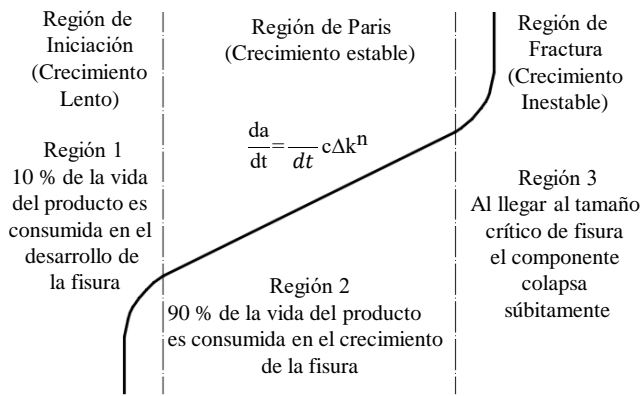


Figura 4: Mecanismo de fatiga del eje del rotor

El comportamiento de la grieta a toma la estructura de la ecuación de Paris, como (Arana J. L. et al, 2011):

$$\frac{da}{dt} = \frac{dN}{dt} c\Delta k^n \tag{17}$$

Donde el factor de intensidad de esfuerzos se define como:

$$\Delta k = \Delta \tau_{max} \sqrt{\pi a} \tag{18}$$

Se propone la variación del esfuerzo a partir del comportamiento del esfuerzo cortante en el punto de concentración, definido en la localización de la presencia de la grieta, en una sección circular del eje del rotor, a causa del

aumento del tamaño de la singularidad presente en el eje, como consecuencia de la presencia de la grieta:

$$\Delta \tau_{max} = \frac{(T_e - T_l)D}{2J_a} \tag{19}$$

El diámetro menor del eje se propone a partir de la variación en el tamaño de la grieta como:

$$= ga \tag{20}$$

Donde, g toma el comportamiento de respiro del eje propuesto por Mayes y Davis (Genta G., 2005):

$$g = \frac{1 + \cos(\omega_r t)}{2} \tag{21}$$

Se observa que, bajo la dinámica propuesta, el tamaño de la grieta a conlleva la dinámica de la fatiga, está ir aumentando conforme pasa cada ciclo de trabajo, aumentando de tamaño conforme a la misma, lo cual implicara un aumento en el esfuerzo del rotor y el crecimiento del factor de intensidad de esfuerzos, g incluye el factor de apertura y cierre de la grieta a causa de la inercia del rotor, conforme el eje va rotando. La Figura 5 ilustra el mecanismo de fractura por fatiga.

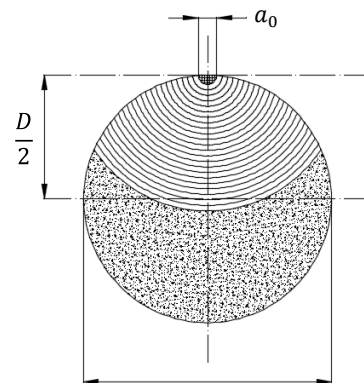


Figura 5: Modelo de crecimiento de grieta en el eje del rotor

La grieta pasa de un tamaño inicial a_0 conforme la dinámica del sistema evoluciona con respecto al tiempo a un tamaño crítico a_c , donde, a causa de los esfuerzos inducidos en el eje del rotor, este no soportará los mismos y ocurrirá la fractura instantánea.

La localización de la grieta en el extremo del rotor es modelada a partir de la variación en el momento rotacional que la grieta generará en el eje del rotor, el cual toma la forma:

$$J_a = \frac{\pi D^4}{32} - J_{af} \tag{22}$$

Donde J_{af} implica la variación de la rigidez a causa de la presencia de la grieta, calculada a partir del centro del eje, mediante el teorema de los ejes paralelos como:

$$J_{af} = \frac{\pi d^4}{32} + \frac{\pi d^2 D}{8} \tag{23}$$

Lo cual implicaría una inercia de la forma:

$$J_a = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^2}{8} \left(\frac{d^2}{4} + D \right) \quad (24)$$

3.3 Mecanismo de variación de inductancias

Una de las consecuencias de la variación del eje con respecto a su centro geométrico es la variación correspondiente del entrehierro del MSIP, el cual, se propone de la forma:

$$\lambda_r = \lambda_g - \varepsilon_m \quad (25)$$

En donde la deflexión máxima ε_m se propone de la forma:

$$\varepsilon_m = [x_1^2 + x_3^2]^{1/2} \quad (26)$$

Bajo lo cual se tendría una variación en la inductancia de la forma (Krishnan R. et al 2010):

$$L_d = 1.125\pi\mu_0 \left[\frac{T_{ph}}{P} \right]^2 \frac{D_B L_B}{C_{car} \lambda_r} \quad (27)$$

$$L_q = 1.125\pi\mu_0 \left[\frac{T_{ph}}{P} \right]^2 \frac{D_B L_B}{\lambda_r}$$

Lo que generará una variación en el torque del MSIP.

3.4 Balance de tensión

La Figura 6 ilustra el esquema del MSIP de estudio.

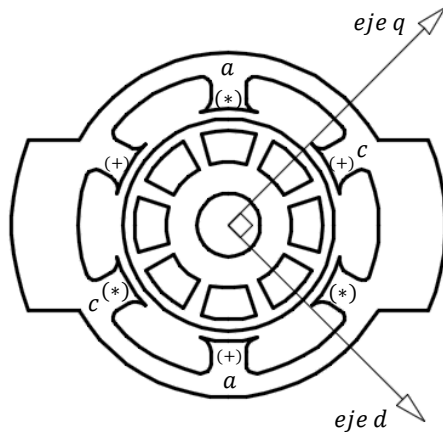


Figura 6: Esquema de MSIP

Para los voltajes en el sistema de referencia dq se tiene (Krause P. C et al 2002):

$$V_q = r_s i_q + L_q \frac{d}{dt} i_q + \omega_r L_d i_d + \omega_r \lambda_m \quad (28)$$

$$V_d = r_s i_d + L_d \frac{d}{dt} i_d - \omega_r L_q i_q$$

El par T_e producido, que es la potencia dividida por la velocidad mecánica, se puede representar como:

$$T_e = \frac{3P}{4} [\lambda_m i_q + (L_d - L_q) i_q i_d] \quad (29)$$

3.5 Ecuación de balance de torque

Los movimientos de rotación se definen como extensión de la ley de Newton, la suma algebraica de momentos o pares alrededor de un eje fijo es igual al producto de la inercia por la aceleración angular alrededor de un eje. Los elementos bases constitutivos son: el momento de inercia, el resorte tensional y la fricción viscosa. El comportamiento del rotor del MSIP de estudio puede describirse con la ayuda de la ecuación de equilibrio de par:

$$2J_m \frac{d^2}{dt^2} \theta + \beta \frac{d}{dt} \theta + K\theta = T_e - T_l \quad (30)$$

Suponiendo que $K = 0$ la ecuación de equilibrio de par se convierte en:

$$2J_m \frac{d^2 \theta}{dt^2} \approx T_e - T_l - \beta \frac{d \theta}{dt} \quad (31)$$

Definiendo la relación entre la posición angular y velocidad angular se tiene (Xue W. et al 2015):

$$\frac{d\theta_r}{dt} = \omega_r \quad (32)$$

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{P}{2J_m} [T_e - T_l - \beta\omega_r]$$

3.6 Regulación de velocidad

Con el fin de garantizar el funcionamiento continuo y estable durante todo el ciclo de prueba del MSIP respecto al análisis de desbalanceo previsto, se implementa un regulador de velocidad angular como entrada de excitación en el mismo, el cual toma la forma de la Figura 7.

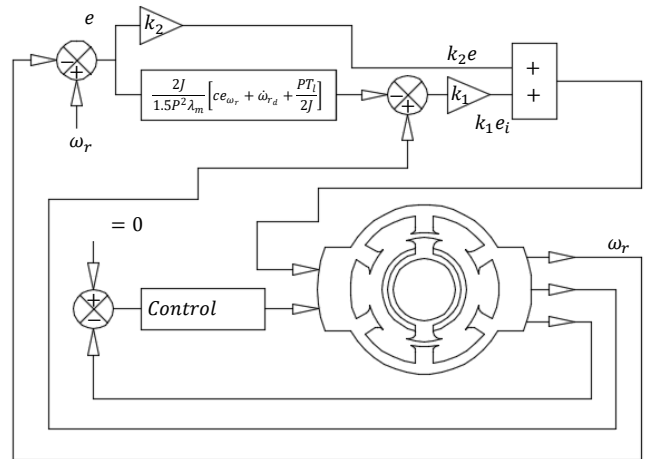


Figura 7: Esquema de regulación de velocidad angular del MSIP

Donde las entradas al modelo del MSIP toman la forma:

$$U_d = k_p e_{i_d} + k_i \int e_{i_d} dt + k_d \frac{d}{dt} e_{i_d} \quad (33)$$

$$U_q = - [k_1 e_{i_q} + k_2 e_{\omega_r}]$$

Donde los errores toman la estructura:

$$\begin{aligned}
 e_{\omega_r} &= \omega_{rd} - \omega_r = \exp(-c_{\omega_r} t) \\
 i_{qd} &= \frac{2J}{1.5P^2\lambda_m} \left[c_{\omega_r} e_{\omega_r} + \dot{\omega}_{rd} + \frac{PT_1}{2J} \right] \\
 i_{dd} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{34}$$

$$\begin{aligned}
 k_p &= \begin{bmatrix} -1132.8 \\ 4.2 \\ -12.3 \\ 1989.9 \\ 405.0 \end{bmatrix} \\
 k_1 & \\
 k_2 &
 \end{aligned}$$

3.7 Modelo dinámico acoplado

A partir de las ecuaciones planteadas en apartados anteriores se define el modelo dinámico de análisis del MSIP, el cual es la base del estudio de comportamiento desarrollado.

$$\begin{aligned}
 \frac{di_q}{dt} &= \frac{1}{L_q} [V_q - r_T i_q - \omega_r L_d i_d - \omega_r \lambda_m] \\
 \frac{di_d}{dt} &= \frac{1}{L_d} [V_d - r_T i_d + \omega_r L_q i_q] \\
 \frac{d\theta_r}{dt} &= \omega_r \\
 \frac{d\omega_r}{dt} &= \frac{P}{2J_m} [T_e - T_l - \beta \omega_r] \\
 \frac{da}{dt} &= \frac{dN}{dt} c \Delta k^n \\
 \frac{dx_1}{dt} &= x_2 \\
 \frac{dx_2}{dt} &= \omega_r^2 \epsilon \cos(\omega t) - 2\zeta \omega_n x_2 - \omega_n^2 x_1 \\
 &\quad + \Delta k_1 [x_1 \cos(2\theta_r) + x_3 \sin(2\theta_r)] \\
 \frac{dx_3}{dt} &= x_4 \\
 \frac{dx_4}{dt} &= \omega_r^2 \epsilon \sin(\omega t) - 2\zeta \omega_n x_4 - \omega_n^2 x_3 \\
 &\quad + \Delta k_1 [x_1 \sin(2\theta_r) - x_3 \cos(2\theta_r)]
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

Para los parámetros variables definidos como:

$$\begin{aligned}
 L_d &= 1.125\pi\mu_0 \left[\frac{T_{ph}}{P} \right]^2 \frac{DL}{C_{car}\lambda_r} \\
 L_q &= 1.125\pi\mu_0 \left[\frac{T_{ph}}{P} \right]^2 \frac{DL}{\lambda_r} \\
 \lambda_r &= \lambda_g - [x_1^2 + x_3^2]^{1/2} \\
 T_e &= \frac{3}{2} \left(\frac{P}{2} \right) [\lambda_m i_q + (L_d - L_q) i_d] \\
 \Delta k &= \frac{(T_e - T_l)D}{2J_a} \sqrt{\pi a} \\
 J_a &= \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^2}{8} \left(\frac{d^2}{4} + D \right) \\
 d &= \left[\frac{1 + \cos(\theta_r)}{2} \right] a \\
 U_d &= k_p \left[e_{i_d} + \frac{1}{k_i} \int e_{i_d} dt + k_d \frac{d}{dt} e_{i_d} \right] \\
 U_q &= -[k_1 i_q + k_2 \omega_r]
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

4. Simulación

A partir de la caracterización del desbalance presente en el rotor del MSIP se definen las variaciones en la inductancia. Para regular un comportamiento estable se utilizan las entradas de sintonización de velocidad definida a partir de las ganancias (Manilla-García A. et al, 2018):

La Tabla 1 lista los coeficientes involucrados en la simulación del modelo dinámico para llevar a cabo la prueba de variación en las inductancias del MSIP con desbalance. El análisis del modelo propuesto toma en consideración dos condiciones respecto a la presencia de grieta en el rotor:

$$\begin{aligned}
 a_0 &= 0 \text{ (Rotor sin grieta)} \\
 a_0 &= 5.5 \times 10^{-6} \text{ m (Rotor con grieta)}
 \end{aligned}$$

Tabla 1: Parámetros de simulación para el modelo del MSIP

Parámetro	Valor Numérico	Unidades
L_d	6.73×10^{-3}	Inductancia [H]
L_q	6.73×10^{-3}	Inductancia [H]
r_s	2.6	Resistencia [Ω]
P	4	Polos del MSIP
λ_m	0.319	Flujo magnético [Wb]
β	5×10^{-5}	Amortiguamiento [Nms]
c	10×10^{-11}	Coefficiente proporcional
n	3	Exponente proporcional
D	0.13741	Diámetro del rotor [m]
E	219×10^9	Módulo de elasticidad del Acero [N/mm ²]
L	0.35	Longitud del eje del rotor [m]
i_{d0}	0	Corriente inicial d [A]
i_{q0}	0	Corriente inicial q [A]
ω_{r0}	0	Velocidad angular inicial [rad/s]
c_{ω_r}	1500.5	Coefficiente de error de velocidad
i_{dd}	0	Corriente deseada q [A]
ω_{rd}	188.5	Velocidad angular deseada [rad/s]
m	0.1	Masa de rotor [Kg]
T_{ph}	12	Numero de vueltas bobina
μ_0	12.5663×10^{-7}	Permeabilidad magnética [N/Amp ²]
D_B	2.1192×10^{-4}	Diámetro de la bobina [m]
L_B	2.6	Alambre de bobina [m]
C_{car}	1.0	Coefficiente de Carter
λ_g	3.2725×10^{-6}	Entrehierro de diseño [m]

5. Resultados

La Figura 8 se ilustra el comportamiento del modelo propuesto sometido a dos condiciones de trabajo. La imagen superior ilustra el comportamiento del modelo del MSIP con presencia de grieta, la parte inferior sin presencia de grieta a lo largo de la simulación. Lo cual implica que el acoplamiento de la dinámica de variación del tamaño de la grieta está actuando sobre el sistema.

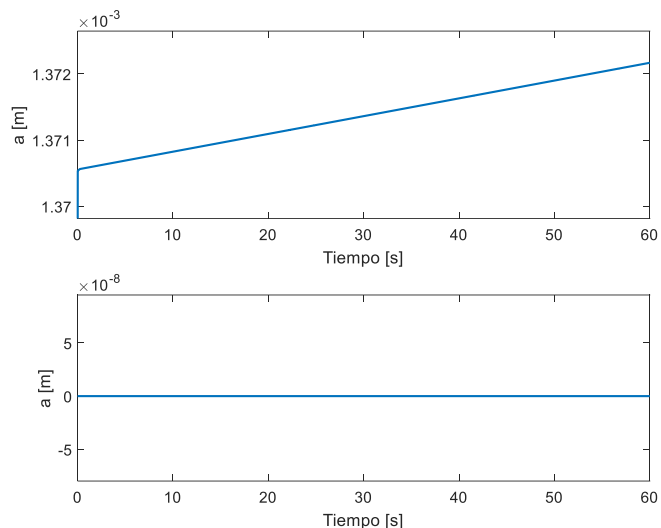


Figura 8: Dinámica de grieta. Superior (presencia de grieta), inferior (sin presencia de grieta)

La Figura 9 ilustra el comportamiento del desbalance del rotor en cada eje de referencia y modelo en consideración, con presencia de grieta y sin presencia de grieta. Se observa el efecto de la presencia de la grieta con respecto al centro de distribución de masa, donde la presencia de la misma altera dicha localización, generando un efecto de desbalanceo.

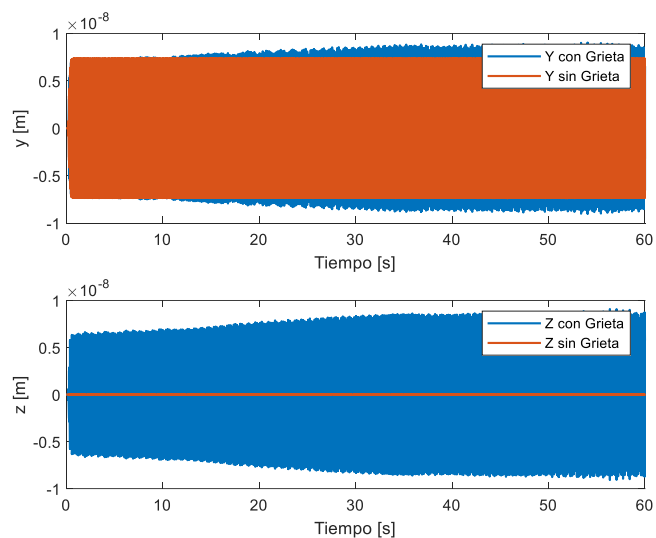


Figura 9: Comportamiento del desbalance en cada eje de referencia

La Figura 10 ilustra el comportamiento del desbalance del centro de masa en el plano YZ, para el eje con presencia de grieta y sin presencia de grieta. Se observa el efecto de la misma tiende a deformar considerablemente la localización del centro de masa, ocasionando el efecto de desbalance.

Se observa una tendencia en el aumento del torque debido a la variación de inercia causada por el fenómeno de desbalanceo. La Figura 11 ilustra el comportamiento del torque eléctrico y la deflexión del eje del rotor con respecto al desbalance.

El par eléctrico necesario para generar la rotación del rotor del MSIP es proporcional al consumo de corriente en las terminales del estator, por lo tanto, la variación de éste implicara una variación en el consumo de corriente. La Figura

12 muestra el comportamiento de la corriente para cada uno de los ejes dq donde existe la presencia de grieta y sin presencia de grieta respectivamente.

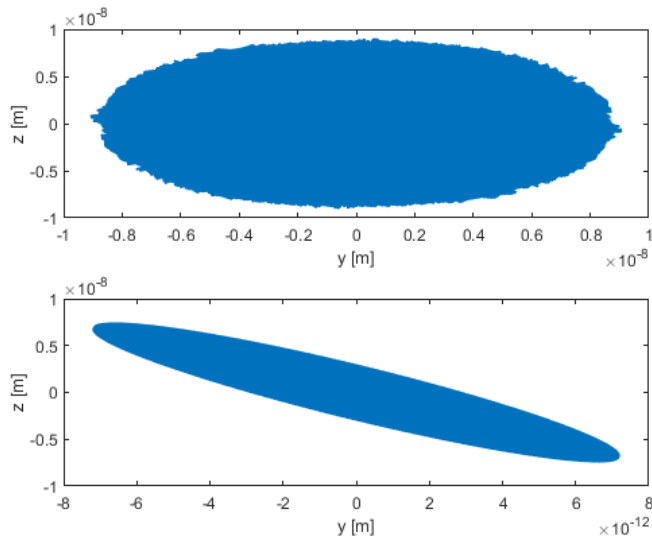


Figura 10: Comportamiento de desbalance en el plano YZ, para modelo con presencia de grieta (superior) y sin presencia de grieta (inferior).

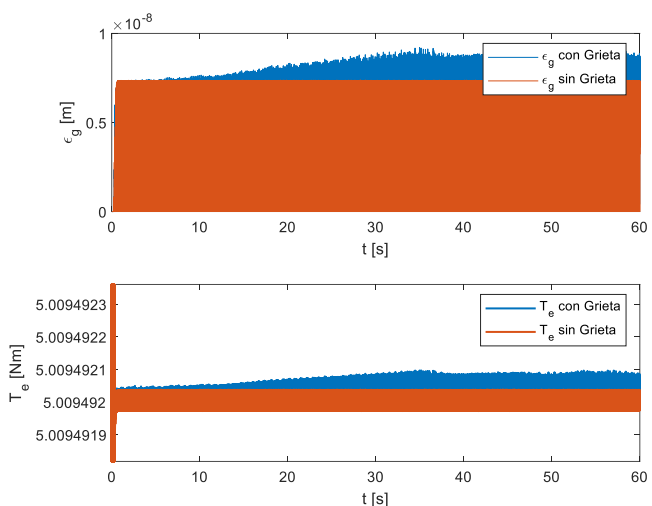


Figura 11: Comportamiento de la deflexión (superior) y el torque (inferior)

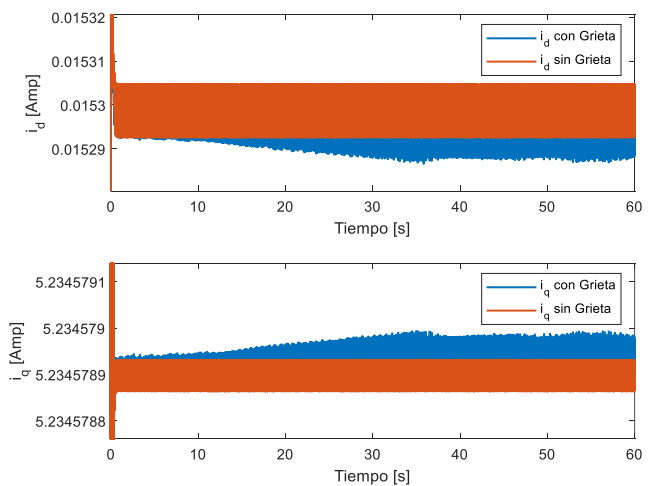


Figura 12: Comportamiento de la corriente, eje d (superior), eje q (inferior)

La Figura 13 ilustra el comportamiento de la corriente RMS en las terminales del MSIP para un eje con presencia de grieta y un eje sin presencia de grieta, donde se espera una mayor claridad respecto al efecto de la presencia de grieta en el eje del rotor y los efectos en el consumo de energía eléctrica.

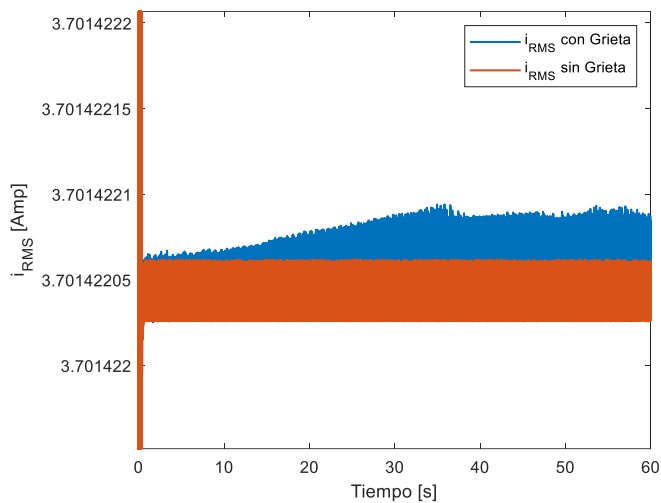


Figura 13: Consumo de corriente i_{RMS} en las terminales de MSIP

6. Conclusión

El modelo propuesto permite relacionar el comportamiento del desbalance causado por la presencia de grieta en el rotor del MSIP con respecto al consumo de corriente en las terminales del estator, el par eléctrico y el desbalance en el rotor. Las aplicaciones del modelo propuesto están inmersas en el campo del mantenimiento predictivo, modelado de sistemas dinámicos, o control de fallas.

El modelo propuesto toma en cuenta la dinámica del desbalanceo presente en el rotor dado que este efecto como consecuencia de la presencia de la grieta en el mismo, generará un efecto de apertura y cierre de la grieta, lo que generará un aumento en la misma, como consecuencia de la dinámica de la fatiga. Se toma en consideración el efecto del entrehierro y la relación con la inductancia para medir las variaciones en esta como efecto de la variación en el mismo, lo cual, dados los resultados obtenidos se observa que está relacionado.

Agradecimientos

Este trabajo es desarrollado bajo el programa de Doctorado en Optomecatrónica de la Universidad Politécnica de Tulancingo (UPT) en apoyo económico brindado por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) mediante la beca número 622392, y publicado gracias a la labor y trabajo de los miembros de la Revista de Iberoamericana de Automática e Informática Industrial (RIAI). Nuestro más grande reconocimiento y agradecimiento a todas las personas que hacen posible que dichas instituciones realicen la labor de apoyo, revisión y subsidio económico.

Referencias

- Arana J. L., González J. J., 2011, Mecánica de la fractura, Servicio editorial de la universidad del País Vasco, página. 186.
- Bachschnid N., Pennacchi P., Tanzi E., 2010, Cracker Rotors, Editorial Springer, pages 109-196.
- Cha Y., Choi W., Büyükoztürk O., Deep Learning-Based Crack Damage Detection Using Convolutional Neural Networks, Computer Aided Civil and Infrastructure Engineering, First published, 23 March 2017, DOI: doi.org/10.1111/mice.12263.
- Dunn M., Carcione A., Blanloeuil P. Veidt M., Critical Aspects of Experimental Damage Detection Methodologies Using Nonlinear Vibro-ultrasonics, Procedia Engineering, Volume 188, 2017, Page 133-140, DOI: doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.466.
- Forth S. C., Newman J. C., Forman R. G., Anomalous Fatigue Crack Growth Data Generated Using the ASTM Standards, Journal of ASTM International, volumen 3, January 2006, DOI: 10.1520/JAI13180.
- Genta G., 2005, Dynamics of Rotating System, editorial Springer, pages 332-354.
- Ginsberg, J.H. Mechanical and Structural Vibration: Theory and Applications. New York : John Wiley & Sons, 2001.
- González G. N., De Angelo C. H., Forchetti D. G., Aligia D. A., Diagnostico de fallas en el convertidor del Rotor en Generadores de Inducción con Rotor Bobinado, Revista Iberoamericana de automática e informática industrial, Volumen 15, 2018, páginas 297-308, DOI: https://doi.org/10.4995/riai.2017.9042.
- Krause P. C., Wasynczuk O., Sudhoff S. D., 2002, Analisis of electric machinery and drive systems, Editorial Wiley Interscience, pages 109-138.
- Krishnan R., 2010, Permanent Magnet Synchronous and Brushless DC Motor Drives, Editorial CRC Press, pages 72-105
- Manilla-García A., Rivas-Camero I., Monroy-Anieva J. A., Modelado y análisis de sintonización de velocidad de un MSIP con presencia de fisura mediante algoritmos genéticos, Revista Iberoamericana de automática e informática industrial, DOI: https://doi.org/10.4995/riai.2018.9767.
- Xue W., Li Y., Cang S., Jia H., Wang Z. Chaotic behavior and circuit implementation of a fractional-order permanent magnet synchronous motor model, Journal of the Franklin Institute, 20 de mayo de 2015, pages 2887-2898, DOI: 10.1016/j.jfranklin.2015.05.025.
- Zerbst U., Madia M., Vormwald M., Beier H.Th., Fatigue strength and fracture mechanics – A general perspective, Engineering Fracture Mechanics, Volume 198, July 2018, Page 2-23, DOI:10.1016/j.engfracmech.2017.04.030.