



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## IMPLEMENTACIÓN DE HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS MODAL Y BALANCEO DE ROTORES FLEXIBLES

Fernando Palmieri <sup>\*1</sup>, Darío Violante <sup>1</sup> y Andreas Klempnow <sup>2</sup>

<sup>\*1</sup> Facultad Regional San Nicolás. Universidad Tecnológica Nacional  
Colon 332 San Nicolás Buenos Aires Argentina  
correo-e: fpalmieri@frsn.utn.edu.ar

<sup>2</sup> Facultad Regional Delta. Universidad Tecnológica Nacional  
San Martín 1171 Campana Buenos Aires Argentina.

### RESUMEN

Para el equilibrado de rotores flexibles, la bibliografía, sugiere dos aproximaciones: el balanceo por coeficientes de influencia y el balanceo modal. El primero requiere de un gran número de datos para lograr un buen resultado, el segundo, en cambio, requiere el conocimiento previo de las formas modales y velocidades críticas. Estas se pueden obtener empleando mediciones o modelos matemáticos.

En este trabajo se utiliza el método de la matriz de transferencia para determinación numérica de formas modales y frecuencias críticas de un rotor. Dicho método es de sencilla aplicación, se basa íntegramente en ecuaciones de la mecánica clásica y permite obtener resultados adecuados, empleando poca capacidad de cálculo y datos simples que un analista puede obtener de los planos del equipo.

Los resultados obtenidos son empleados para estimar pesos y posiciones de masas de corrección mediante el método de balanceo modal. Este método tiene un amplio desarrollo en la bibliografía y un uso extenso en prácticas de equilibrado en banco, pero muy pocas aplicaciones documentadas de equilibrado in situ.

Ambos métodos de balanceo fueron implementados en un software desarrollado en la universidad, que presenta pantallas simples e intuitivas para que el analista de vibraciones o el diseñador mecánico lo puedan emplear fácilmente. Dicho programa se validó usando datos experimentales y modelos de elementos finitos.

A partir de este software se analiza un rotor real, se identifican cuáles son las posiciones axiales con más posibilidades de reducir las vibraciones residuales, se determinan los pesos de corrección usando distintas formulaciones de los métodos implementados.

El uso de la técnica de balanceo modal permite reducir el número de corridas de prueba frente a un balanceo convencional a dos planos, como los que normalmente pueden efectuarse utilizando equipos comerciales. El programa desarrollado se presenta como una herramienta útil para el equilibrado de rotores flexibles.

**Palabras Claves:** *Análisis modal, Balanceo, Turbogenerador, Matriz de Transferencia.*



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## 1. INTRODUCCIÓN

El desarrollo de herramientas que permitan analizar el comportamiento de las máquinas rotantes y corregir desperfectos sin necesidad de una reparación mayor, es un tema que ha cobrado una gran importancia para el mantenimiento efectivo de las modernas turbo-máquinas de generación. Con estas herramientas se puede reducir las paradas por roturas o paradas mayores mediante el uso de intervenciones in situ, como el equilibrado o la alineación.

Además, los rotores de estos equipos normalmente superan las velocidades críticas, por tanto no pueden ser considerados como rígidos y requieren un alto grado de balanceo para poder realizar las maniobras de arranque en forma segura con vibraciones dentro de límites aceptables para el funcionamiento.

En general, los métodos de balanceo descritos en la bibliografía [1] para rotores flexibles se pueden dividir en dos grupos: aquellos que emplean la teoría de los coeficientes de influencia, y los denominados métodos de balanceo modal. El primero de estos utiliza los datos en exceso de considerar múltiples planos y velocidades de medición para determinar los coeficientes de influencia y luego reducir las vibraciones residuales realizando una aproximación por mínimos cuadrados de forma tal de lograr una reducción simultánea de todas las vibraciones finales medidas [2].

El método de balanceo modal, en cambio, propone usar como información adicional el conocimiento de las velocidades críticas y formas modales para realizar un equilibrado compensando cada modo normal individualmente [3]. Supone que la distribución de masas que provocan desequilibrio se disponen de una determinada manera para cada modo de deformación y las denomina componentes de desbalance modal. A partir de los datos de vibración de la máquina se determinan estas componentes y se corrigen por separado. Los métodos modales han sido desarrollados por diversos autores [4,5,6] con importantes contribuciones teóricas y experimentales.

A pesar del extenso desarrollo en la bibliografía, la tecnología de balanceo es relativamente nueva[1]. La mayoría de los fabricantes de equipos, como turbinas de generación, tienen sus propias prácticas y los equipos comerciales para medición de vibraciones, habitualmente no incorporan técnicas avanzadas de corrección, y sólo tienen implementadas herramientas de balanceo a dos planos, que para el caso de rotores flexibles, resultan ser una aproximación que no garantiza buenos resultados. Existen pocos ejemplos en la literatura que difundan prácticas



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

exitosas de balanceo modal in situ, principalmente porque este método requiere el conocimiento previo de las formas modales y arranques hasta alcanzar velocidades cercanas a las críticas, con los riesgos que esto último conlleva.

Para la determinación previa de las formas modales, los dos caminos más usados son el método de los elementos finitos y el método de la matriz de transferencia. La aplicación de modelos de elementos finitos en dinámica de rotores ha sido exitosamente verificada [7]. No obstante, el principal inconveniente de este camino es que emplea una gran capacidad de cálculo, la programación es compleja y, en general, requiere un conocimiento de la geometría preciso.

El método de la matriz de transferencia, en cambio, resuelve el problema dinámico en el dominio de las frecuencias, usando expresiones lineales simples mediante las que se relacionan determinados parámetros del rotor, en algunos puntos característicos (cambios de sección, apoyos intermedios, rodets de alabes, etc.). La condición de satisfacción de las condiciones de contorno en los extremos y en todos los puntos intermedios permite plantear un sistema de ecuaciones lineales para determinar las velocidades críticas y formas modales. Este método tiene como principal ventaja que se basa en ecuaciones mecánicas simples y su uso no implica un incremento del número de ecuaciones a medida que se incrementa el número de elementos, por lo que resulta más apropiado obtener resultados cuando la capacidad de cálculo es reducida.

La idea fundamental del método de las matrices de transferencias fue propuesta por Holtzer para sistemas sometidos a vibraciones torsionales, luego Myklestad lo generalizó para sistemas sometidos a la flexión [8]. Desde entonces, distintas publicaciones fueron ofreciendo generalizaciones del método para sistemas rotor-cojinete considerando variable compleja para reflejar el comportamiento en dos direcciones, incluyendo los efectos giroscópicos, de torsión y flexión combinadas, usando distintos modelos para los cojinetes, etc. [7]. Como sugiere Murphy [9] este método en algunos casos puede presentar errores en la determinación de algunas de las velocidades críticas, pero normalmente, pueden limitarse a un máximo del siete por ciento.

En este trabajo se han implementado en un software el método de balanceo modal para la determinación de los pesos de corrección de un rotor flexible. Esta rutina se incorpora a la previamente desarrollada de balanceo por coeficientes de influencia [10] con aproximación por mínimos cuadrados, para constituir una herramienta de balanceo in situ, de rotores flexibles completa de desarrollo universitario.

El método de la matriz de transferencia fue elegido para la determinación de formas modales y ha sido implementado en lenguaje Pascal con una interface gráfica ejecutable apta para ser empleado



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

por un analista de vibraciones o un diseñador iniciado y se ha validado por la vía experimental y por comparación con modelos de elementos finitos[11].

Finalmente se incorporó en este programa, un algoritmo de balanceo modal similar a los disponibles en la literatura [3,4] y a modo de ejemplo se empleó el programa para analizar los datos de un rotor real que había sido sometido a varios arranques de prueba durante un balanceo a dos planos por coeficientes de influencia y se procede a determinar los pesos de corrección por el método de balanceo modal.

## 2. FORMULACIÓN MATEMATICA DEL METODO DE BALANCEO MODAL

El método de balanceo modal aquí empleado parte del supuesto enunciado por Bishop [4] que la distorsión del eje en las proximidades de la  $r$ -ésima velocidad crítica se determina por la expresión

$$\bar{\eta}_r \approx \left( \frac{1}{\sqrt{(\omega_r^2 - \Omega^2)^2 + 4\omega_r^2 \Omega^2}} \right) \Omega^2 e^{-i\xi_r} \phi_r(x) \bar{\alpha}_r = N_r(\omega_r) \Omega^2 e^{-i\xi_r} \phi_r(x) \bar{\alpha}_r \quad (1)$$

En donde,  $\Omega$  es la velocidad de rotación,  $\omega_r$  es la  $r$ -ésima velocidad crítica, el término entre paréntesis, que es reemplazado por  $N_r$  suele denominarse factor de participación modal,  $\phi_r$  es la  $r$ -ésima forma modal y  $\bar{\alpha}_r$  es la componente de desequilibrio modal. En esta expresión supone [3] que cuando  $\Omega$  se aproxima a  $\omega_r$ , las demás componentes modales son despreciables en la respuesta del rotor frente a la  $r$ -ésima componente modal.

La adición de una masa de prueba  $U_r^1$  en un punto  $x = c_1$  del rotor produce una variación de la respuesta para  $x = x_1$  tal que:

$$\bar{\eta}_{r1}^* = \bar{\eta}_{r1}^1 - \bar{\eta}_r^1 = N_r(\omega_r) \Omega^2 e^{-i\xi_r} \phi_r(x_1) \frac{\bar{U}_r^1}{Z} \phi_r(c_1) \quad (2)$$

Donde  $\bar{\eta}_{r1}^1$  es la respuesta del rotor luego de la adición de la masa de prueba en  $x = x_1$ , y  $\bar{\eta}_{r1}^*$  es el aporte debido solamente a la masa de prueba,  $\phi_r(c_1)$  es la  $r$ -ésima forma modal en  $x = c_1$  y  $Z$  es el factor de normalización característico de la forma  $r$ -ésima modal [3]. Haciendo el cociente entre (2) y (3) se obtiene la estimación de la componente de modal de desequilibrio.

$$\bar{\alpha}_r = \frac{\bar{\eta}_{r1}^1}{\bar{\eta}_{r1}^*} \phi_r(c_1) \frac{\bar{U}_r^1}{Z} = \frac{\bar{\eta}_r^1}{\bar{\eta}_{r1}^1 - \bar{\eta}_r^1} \phi_r(c_1) \frac{\bar{U}_r^1}{Z} \quad (3)$$



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

La adición de un conjunto de pesos de corrección,  $(U_r^{1*}, U_r^{2*}, U_r^{3*}, \dots, U_r^{r*})$  modifica la componente modal de desequilibrio de forma tal que se puede escribir:

$$\bar{\alpha}_r + \phi_r(c_1) \frac{\bar{U}_r^{1*}}{Z} + \phi_r(c_2) \frac{\bar{U}_r^{2*}}{Z} + \phi_r(c_3) \frac{\bar{U}_r^{3*}}{Z} + \dots + \phi_r(c_r) \frac{\bar{U}_r^{r*}}{Z} \quad (4)$$

Pero tal modificación debe provocar que la componente modal se anule y además las masas de corrección deben cumplir con la condición de no alterar las formas modales más bajas. Esta última condición se verifica si las masas se relacionan de forma tal de cumplir el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\phi_j(c_1) \bar{U}_r^{1*} + \phi_j(c_2) \bar{U}_r^{2*} + \phi_j(c_3) \bar{U}_r^{3*} + \dots + \phi_j(c_r) \bar{U}_r^{r*} = 0 \quad \text{con } j = 1 \dots (r-1) \quad (5)$$

Efectuando la normalización:

$$\bar{U}_r^{i*} = \lambda_i \bar{U}_r^{i*} \quad \text{con } i = 2 \dots r$$

Se obtiene un sistema de ecuaciones que permite hallar los coeficientes de normalización que relacionan las masas de corrección impidiendo que alteren las componentes modales de velocidades inferiores.

$$\lambda_2 \phi_j(c_2) + \lambda_3 \phi_j(c_3) + \dots + \lambda_r \phi_j(c_r) = -\phi_j(c_1) \quad \text{con } j = 1 \dots (r-1) \quad (6)$$

Por último para equilibrar la  $r$ -ésima velocidad crítica se calculan los coeficientes mediante el sistema expresado (7) y usando las expresiones (4) y (5) se puede determinar el valor de las masas de corrección empezando por la masa  $\bar{U}_r^{1*}$  que queda determinada por la expresión:

$$\bar{U}_r^{1*} = \frac{\bar{\eta}_r^1}{\bar{\eta}_{r1}^1 - \bar{\eta}_r^1} \frac{\phi_r(c_1)}{\phi_r(c_1) + \lambda_2 \phi_r(c_2) + \lambda_3 \phi_r(c_3) + \dots + \lambda_r \phi_r(c_r)} \bar{U}_r^1 \quad (7)$$

Con este procedimiento se puede compensar la componente  $r$ -ésima de desequilibrio sin alterar las inferiores, no obstante no se corrige completamente el desbalance del rotor, además, si bien el desarrollo se hace considerando un único plano diametral de movimiento, esto es estrictamente necesario y se puede aplicar a más de un plano por separado.

### 3. IMPLEMENTACIÓN. DESCRIPCIÓN DEL SOFTWARE DESARROLLADO

El Software de balanceo fue programado en Pascal he incorporado en el programa de análisis de rotores por método de la matriz de transferencia. Dicho programa tiene un entorno gráfico que



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

FoDAMI

presenta una estructura simple por módulos. Primero se accede al módulo de carga de datos generales del equipo, luego a través de una serie de ventanas configurables se ingresan los datos del eje, de los soportes y de los rodetes que forman el conjunto rotor. En la Figura 1 se muestra la ventana de carga de datos de rotor, donde se ingresan datos geométricos y de masa de los componentes del mismo.

The screenshot shows a software window titled "Rotores MINT". It contains several input fields and dropdown menus for configuring rotor data. The fields include: "Rotor N°" (set to 1), "Tipo de rotor" (set to "Rodeo de alabes"), "Posición Axial" (set to 0), "Cota" (with radio buttons for "Incremento medida desde el rotor anterior" and "Absoluta Medida desde el apoyo C"), "Masa del rotor sin alabes" (set to 10 kg), "Diámetro exterior" (set to 10 mm) and "Diámetro interior" (set to 10 mm), "Radio de giro de rotación" (set to 10 mm) and "Momento de inercia axial del rotor" (set to 0 kg·mm<sup>2</sup>), "Radio de giro transversa" (set to 10 mm) and "Momento de inercia transversa del rotor" (set to 0 kg·mm<sup>2</sup>), "N° de alabes" (set to 10), "Masa del alabe" (set to 10 kg), "Momento de primer orden de masa del alabe" (set to 0 kg·mm), "Distancia radial del CG de alabe al eje de giro" (set to 10 mm), "Momento de inercia axial del conjunto" (set to 0 kg·mm<sup>2</sup>), and "Momento de inercia transversal del conjunto" (set to 0 kg·mm<sup>2</sup>). At the bottom, there are three buttons: "Crear", "Editar", and "Aplicar".

Figura 1: Ventana de carga de datos de rotores.

De forma muy similar, existen dos ventanas más que permiten ingresar los datos de los cambios de sección del árbol o eje y las posiciones y características de los cojinetes. De esta forma, una vez ingresado los datos se genera un modelo matemático del rotor por el método de la matriz de transferencia. Este modelo puede realizarse utilizando diferentes formulaciones de las matrices obtenidas de la bibliografía antes mencionada [7,8,9], dependiendo de los factores tenidos en cuenta y de la información del equipo que esté disponible.

Una vez que se tienen los datos se habilita el módulo de determinación de formas modales con el cual se halla la solución numérica del modelo para determinar velocidades críticas y graficar las deflexiones correspondientes a cada forma modal. Finalmente se puede acceder al módulo de balanceo modal (Figura 2). Este último módulo usa los datos del anterior y se complementa con datos de las vibraciones medidas, para poder hacer los cálculos de pesos de corrección. Los datos de vibración pueden ser ingresados manualmente o medirse mediante el sistema de adquisición asociado al software.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

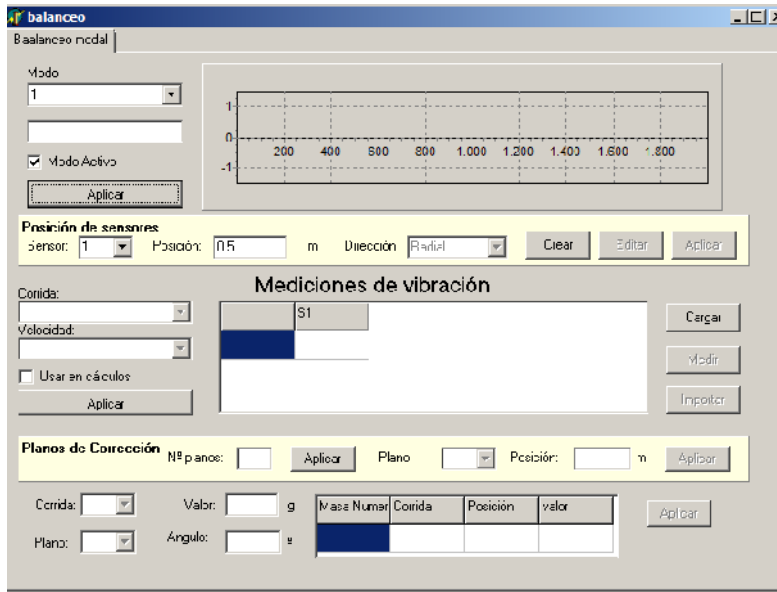


Figura 2: Ventana del programa de balanceo modal.

## 4. APLICACIÓN A UN ROTOR REAL

El equipo estudiado es una turbina Westinhouse 251 B11, que se muestra esquemáticamente en la Figura 3. La turbina es de giro anti-horario y se acopla a un generador de giro horario viendo la máquina desde el escape. Los ángulos de los pesos y los vectores de vibraciones son en sentido positivo contrario al giro. El rotor de la turbina de gas tiene una masa de aproximadamente 16000kg, una velocidad nominal de 5420rpm y se acopla al generador por una caja reductora simple.

La potencia normal de funcionamiento es de 45MW y el combustible empleado es gas natural. El equipo presenta vibraciones excesivas en los cojinetes de lado del escape y un alto grado de inestabilidad durante el arranque que comenzaba a manifestarse cuando supera la segunda velocidad crítica.

El rotor de la turbina está montado sobre dos cojinetes instrumentados con sensores de proximidad. Estos serán designados con TE para los situados en el cojinete del lado de escape y TI a los situados en el cojinete del lado de admisión. Par poder realizar el equilibrado in situ el eje de la turbina tiene tres planos accesibles, uno del lado de escape, que se denomina plano de corrección P-Ex, uno del lado de admisión, llamado P-In y un plano intermedio situado en la zona



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

de las cámaras de combustión, llamado P-D. Este último plano es de menor accesibilidad por lo que durante el balanceo se tomo como última alternativa para colocar pesos de corrección.

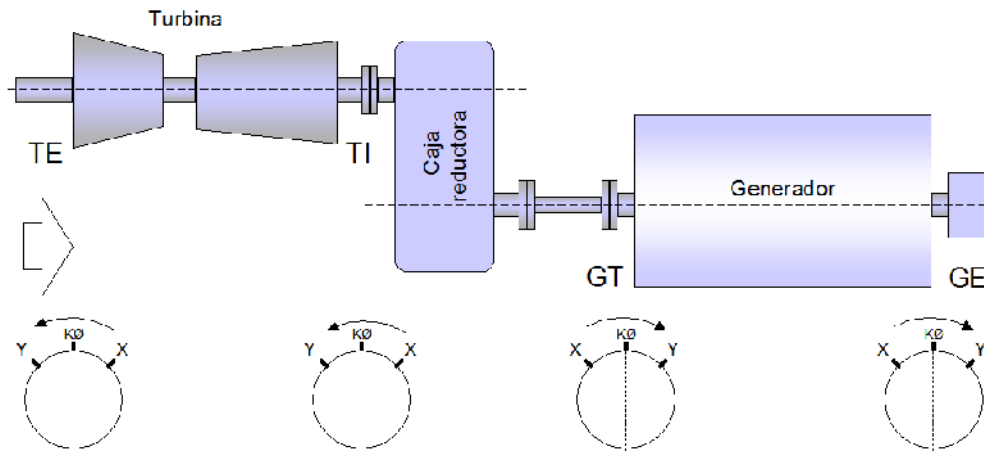


Figura 3: Esquema de la Turbina a gas con los puntos de medición en los cojinetes.

Para la medición de vibraciones se utilizó un sistema de adquisición de datos de 16 canales con filtros fijos en 1kHz y tarjeta de adquisición de datos NI USB-6016 de 16 bit y 200 kHz de frecuencia de muestreo máxima y software de adquisición de datos y análisis ADQ2 de desarrollo de una empresa nacional. Con este sistema se procesaron los datos obtenidos de los sensores de proximidad Bently Nevada 200mV/mils montados en la máquina. Luego esos datos se usaron para el programa de balanceo.

#### 4.1. Velocidades críticas y formas modales.

Para la obtención de las formas modales se utilizó el método de la matriz de transferencia implementado y se obtuvo como resultado que la primera velocidad crítica está en el orden de las 1750 r.p.m., la segunda en el orden de las 2850 r.p.m. y la tercera 5600 r.p.m. estas velocidades fueron corroboradas con los datos experimentales. Se desprende de estas determinaciones que la máquina funciona muy cerca de la tercer crítica, por lo tanto el desbalance residual por pequeño que resulte tendrá una fuerte incidencia en el comportamiento de la máquina. En la Figura 4 se presentan las formas modales obtenidas numéricamente.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL ÁREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

FoDAMI

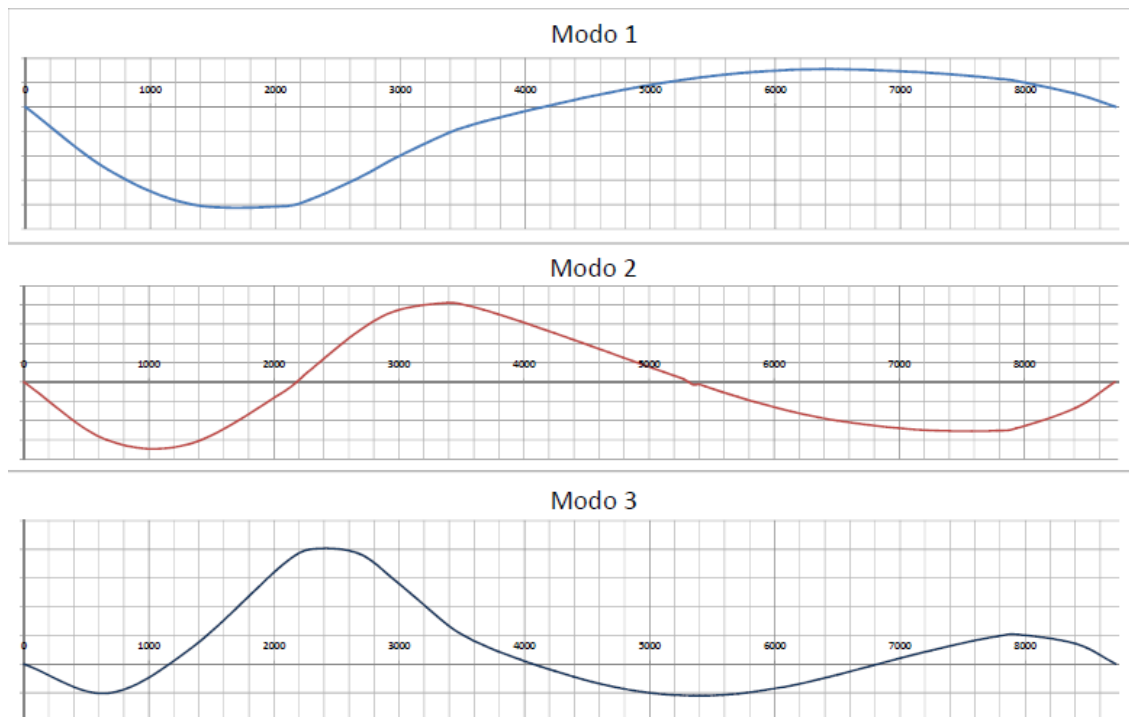


Figura 4: Formas modales.

## 4.2. Balanceo.

Los datos de vibraciones de pruebas empleados en este trabajo se obtuvieron en un proceso de balanceo iterativo donde se usó el método de balanceo a dos planos por coeficientes de influencia. Dado que el equipo no lograba alcanzar la velocidad de régimen porque presentaba vibraciones excesivas en la turbina, requirió muchas corridas de prueba para lograr un correcto balanceo por coeficientes de influencia. Con estos datos, se determinaron también los pesos de corrección por el método de balanceo modal y se comprueba que se hubieran reducido las corridas de prueba empleadas de 22 a 7, aproximándose a la solución final adoptada de manera más rápida aprovechando los datos de las formas modales.

Tabla 6: Masas de corrección finales calculadas por el método modal & masas efectivamente colocadas

	Masa determinada P-In	Masa determinada P-D	Masa determinada P-EX
Balanceo modal	1280g<48°	138g<142°	912g<-148°
Masas instaladas	1241g<52°	457g<113°	895g<-135°



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

La tabla 6 resume las masas de corrección que se deberían haber colocado para compensar la segunda y tercera componentes modales según los cálculos realizados por el método de equilibrado modal. En comparación se presentan los pesos realmente colocados luego de las 22 corridas de pruebas usando el método de balanceo por coeficientes de influencia a dos planos.

Finalmente luego del proceso de equilibrado el equipo quedo funcionando en condiciones estables, estando todos sus sensores debajo de los 4,8mils luego de 5 minutos de funcionamiento, limite aceptable según la norma ISO 7919-4 [12] de vibraciones en turbina de gas medidas en el eje para funcionamiento seguro durante tiempos prolongados.

## 5. CONCLUSIONES

En resumen, el programa desarrollado permite obtener en forma rápida y empleando una capacidad de cálculo reducida las velocidades críticas de distintos tipos de rotores, así como también obtener las masas de corrección empleando el método de balanceo modal.

El empleo del método de balanceo modal en este equipo hubiera permitido reducir el número de corridas de prueba. En cuanto al funcionamiento del equipo en sí, se determinó que funciona demasiado cerca de una de sus velocidades críticas, entonces aún cuando el desequilibrio residual sea muy bajo, las vibraciones resultan elevadas.

## 6. REFERENCIAS

- [1] Zlatan Racic, Juan Hidalgo, "Practical balancing of flexible rotors for power generation", Proceedings of the ASME IDETC/CIE 2007, September 4-7, 2007, Las Vegas, Nevada, USA
- [2] T. P. Goodman, "A least-squares method for computing balance corrections", Journal of Eng. for Industry, Trns. ASME Serie B, 63: 273-279, 1964.
- [3] Juan Julio Piñeyro. "Métodos de Balanceo". Publicación del Grupo de Investigación "Vibraciones Mecánicas" UTN-FRD, 1983, Campana, Bs. As.
- [4] R.E.D. Bishop, G.M.L. Gladwell, "The Vibration and Balancing of an Unbalanced Flexible Rotor," J. Mech. Eng. Sci., 1:66-77, 1959.
- [5] A.G. Parkinson, R.E.D. Bishop, "Residual Vibration in Modal Balancing," J. Mech. Eng. Sci., 7- 1, 1965.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

- [6] R.E.D. Bishop, A.G. Parkinson, "On the Use of Balancing Machine for Flexible Rotors", Journal of Engineer for Industry, May: 561-576, 1972.
- [7] Sheng-Chung Hsieh, Juhn-Horng Chen, An-Chen Lee, "A modified transfer matrix method for the coupling lateral and torsional vibrations of symmetric rotor-bearing systems". Journal of Sound and Vibration, 289:294-333, 2006.
- [8] Leonard Meirovitch,. "Analytical Methods in Vibrations". 1ª ed. The Macmillan Company,1967.
- [9] B.T. Murphy, J. M. Vance, "An improved method for calculating critical speeds and rotordynamic stability of turbomachinery". Transactions of the ASME- Journal of Engineering for Power. 105: 591-595, 1983.
- [10] Darío Violante, Fernando Palmieri, Andreas Klempnow, Vicente Lescano " Implementación del Método de Balanceo por Mínimos Cuadrados para Grandes Rotores". Trabajo presentado en el 9º congreso interamericano de computación aplicada a la industria de procesos. Montevideo Uruguay 25 al 28 de Agosto de 2009
- [11] Darío Violante, Fernando Palmieri, Andreas Klempnow, "Aplicación del método de la matriz de transferencia para la determinación de las formas modales y velocidades críticas en rotores flexibles" Trabajo presentado en el III CAIM, Ciudad de Buenos Aires, Argentina, del 2 al 5 de octubre de 2012.
- [12] ISO 7919-4:2009 Mechanical vibration -Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts - Part 4: Gas turbine sets with fluid-film bearings.