

Implementación del Método de Balanceo por Mínimos Cuadrados para Grandes Rotores

Fernando Palmieri¹, Luís Violante¹, Andreas Klempnow¹ y Vicente Lescano²

¹GEVM, UTN, Facultad Regional San Nicolás;

²GIVM, UTN, Facultad Regional Delta. E-mail: fpalmieri@frsn.utn.edu.ar

RESUMEN

A nivel industrial existen aplicaciones exitosas de balanceo de grandes rotores (Parkinson, 1980; Piñeyro, 1983) por medio del método tradicional de Coeficientes de Influencia a dos planos, pero estas realizan varias simplificaciones que algunas veces conducen a un resultado final poco adecuado. Por este motivo se implementó un software de balanceo que aplica el método de los coeficientes de influencia y el de aproximación por mínimos cuadrados, para máquinas con múltiples cojinetes, todos ellos instrumentados con sensores de vibración. Esta herramienta se complementa con un sistema de adquisición y análisis de las vibraciones durante los arranques y las paradas de las máquinas. El sistema desarrollado presenta la ventaja de permitir trabajar con varias configuraciones de cálculo, en función de los datos que se han registrado, de forma rápida y eficiente, lo que repercute en una calidad de balanceo mayor y en un menor tiempo necesario para la obtención de resultados. Con el propósito de validar el software se presenta un caso real de balanceo de un grupo turbogenerador de generación eléctrica. El equipo presentaba vibraciones excesivas en los planos 5 y 6 correspondientes a los apoyos del generador. En función de los resultados obtenidos podemos decir que el software implementado se comporta correctamente.

INTRODUCCIÓN

En la industria moderna existen numerosas máquinas rotativas, las que van desde pequeños motores eléctricos hasta gigantes turbomaquinas. Todas ellas se pueden ver afectadas por grandes esfuerzos mecánicos originados entre otras causas por un desbalanceo. Estos esfuerzos son proporcionales al cuadrado de la velocidad angular, por lo que en general su presencia es peligrosa para el equipo, en especial si éste gira a una velocidad próxima a alguna de sus velocidades críticas. Por esto a la hora de realizar un balanceo (Schneider, 1991) se debe tener especial cuidado de lograr un resultado óptimo para así asegurar un funcionamiento del equipo con niveles adecuados de vibración (ISO 10816-2, 2001) extendiendo de esta manera la vida útil del mismo y reduciendo al mínimo las paradas por falla.

Para la obtención de los valores y posición de las masas de corrección de balanceo existen varios modelos, siendo unos más exactos que otros. Uno de los métodos más comunes es el de balanceo a dos planos, que consiste en considerar al rotor como rígido, tomar solo dos planos y una única velocidad de prueba para el balanceo. Pero para el caso de grandes rotores flexibles este método resulta ser una aproximación que no siempre da buenos resultados, por lo que sería más conveniente realizar un balanceo a multi-planos-velocidades.

Dentro los métodos desarrollados para balanceo multi-plano tenemos el de los coeficientes de influencia, el de balanceo modal y el de aproximación por mínimos cuadrados (Goodman, 1964) que deriva del método de los coeficientes de influencia pero que logra una reducción simultánea de todas las vibraciones finales medidas. Estos métodos fueron evaluados por varios autores siendo uno de ellos Pilkey (1983) que propuso no sólo, optimizar el valor y posición angular de los pesos de corrección, sino también la ubicación axial, cosa que en la práctica no es posible ya que la ubicación de los pesos de corrección se encuentra restringida. Más recientemente Shiyu (2004) propuso un método también basado en el de los coeficientes de influencia pero aplicado a un sistema para realizar un balanceo activo del rotor, que a la hora de ser implementado en casos reales resulta tener grandes complicaciones. Además de estos autores podemos mencionar a Wang (2007), Kang (2008) y Seve (2003), los cuales también han realizado aportes interesantes desarrollando mejoras o alternativas usando como base los métodos anteriormente mencionados. Finalmente al igual que lo propuesto por Xiaoping (2004) el algoritmo implementado en este trabajo permite considerar el caso en que no se remuevan las masas de prueba entre corridas.

IMPLEMENTACIÓN DE LOS MÉTODOS, ALGORITMOS DE CÁLCULO

El Método de los coeficientes de influencia considera que la respuesta del sistema a una excitación es lineal, resultado válido por el principio de superposición de efectos, es decir matemáticamente, la vibración del sistema V_{ik} en un punto i , a una determinada velocidad k , es producto de la suma de los efectos combinados de las excitaciones en todos los puntos, hecho expresado por la ecuación (1).

$$V_{ik} = \sum_{ij} r_{ij} \cdot U_j \quad (1)$$

Donde: r_{ij} es el denominado coeficiente de influencia y por último U_j que representa la masa de desbalanceo en el plano j . A partir del concepto de linealidad, cada coeficiente, se determina a partir de mediciones de prueba, considerando el estado inicial de la máquina y las vibraciones después de posicionar una masa de prueba conocida y usando la expresión:

$$r_{ij}^k = \frac{V_{ij}^k - V_{i0}^k}{m_j r_j} \quad (2)$$

Donde: r_{ij}^k es el coeficiente de influencia de las vibraciones medidas en el sensor i producidas por una masa de desbalanceo (m_j) en el plano j a la velocidad k , V_{ij}^k Son las vibraciones medidas en el sensor i , producidas por una masa de desbalanceo en el plano j a la velocidad k . V_{i0}^k son las vibraciones iniciales medidas en el sensor i a la velocidad k . Trabajando con las expresiones anteriores se llega a un sistema de ecuaciones que matricialmente se expresa como sigue:

$$[V]_{(n \times m)} = [A]_{(n \times m) \times q} [U]_q \quad (3)$$

Donde: $[v]$ es la matriz de vibraciones medidas, $[A]$ es la matriz de los coeficientes de influencia y

$[U]$ es la matriz de los desbalanceos, n : números de sensores (Planos de Medición), m : número de velocidades, q : número de planos de corrección. Para su resolución directa se debe cumplir la igualdad: $n \times m = q$. Entonces el sistema se resuelve por la ecuación (4) obteniéndose las masas de corrección $[U]^*$.

$$[U]^* = -[A]^{-1}[V] \quad (4)$$

El algoritmo implementado arma en primer lugar las matrices con los valores de vibración inicial y los obtenidos de cada corrida de prueba en función de la configuración realizada por el usuario. A partir de estas matrices y de la matriz de masas de prueba aplicando calcula los coeficientes de influencia. Paso seguido aplica la resolución del sistema de ecuaciones que se encuentra expresado en forma matricial en la ecuación (4), usando para tal motivo el método de Gauss-Jordan.

Cuando existen datos redundantes ($n \times m > q$) ya no es posible reducir a cero las $n \times m$ lecturas entonces se debe usar la aproximación por mínimos cuadrados, este método permite mediante una única toma de datos llegar a una reducción de compromiso de las lecturas de los n -sensores de manera simultanea. Esto se hace minimizando la suma de los cuadrados de las $n \times m$ amplitudes de vibración residual y usando luego un proceso iterativo al final de cual se llega a una solución de compromiso. Este método plantea que para llegar a la solución se debe resolver el siguiente sistema de ecuaciones que por simplicidad se encuentra expresado en forma matricial.

$$[U]^* = -\{[A]^t [A]\}^{-1} [A]^t [V] \quad (5)$$

Para lograr la aproximación en una primera iteración del proceso se calculan las magnitudes y fases de los pesos de corrección y se predicen las amplitudes y fases de las vibraciones residuales (valores de vibración que permanecen luego del balanceo) calculándose también la suma de sus cuadrados. Cuando esta cantidad es minimizada, aun es posible que alguno/s de los valores de vibración residual pueda ser considerablemente mas grande que los otros. Luego de la primera iteración cada una de las soluciones obtenidas se pesa por la amplitud de la vibración residual correspondiente, lo cual implica que en la segunda iteración las amplitudes residuales mayores van a tener mayor peso que las restantes con residuo pequeño. En esta segunda iteración se obtendrán los pesos de corrección

que reducen las amplitudes mas grandes a expensa de las mas pequeñas, pero tratando de que la suma de los cuadrados de las nxm vibraciones residuales sea mínima. Este proceso iterativo se puede continuar ya sea hasta que se cumpla el máximo de iteraciones admitidas por el usuario o porque el resultado se encuentre dentro del rango establecido también por el usuario.

DESCRIPCIÓN DE INTERFAZ GRÁFICA DEL SOFTWARE

El Software presenta una estructura dinámica, es decir a través de una pantalla de configuración permite que se lo adapte al caso particular de balanceo (número de planos de corrección, de medición, de velocidades, etc.), es decir, el analista en función de los datos disponibles podrá seleccionar según crea conveniente las velocidades, los planos de corrección, los planos de medición y el método que usara para realizar el cálculo.

Los datos necesarios para el balanceo pueden cargarse en forma manual, o ser levantados desde un archivo creado con todos los datos necesarios para tal fin. En la figura 1 se resume pantalla principal del programa.

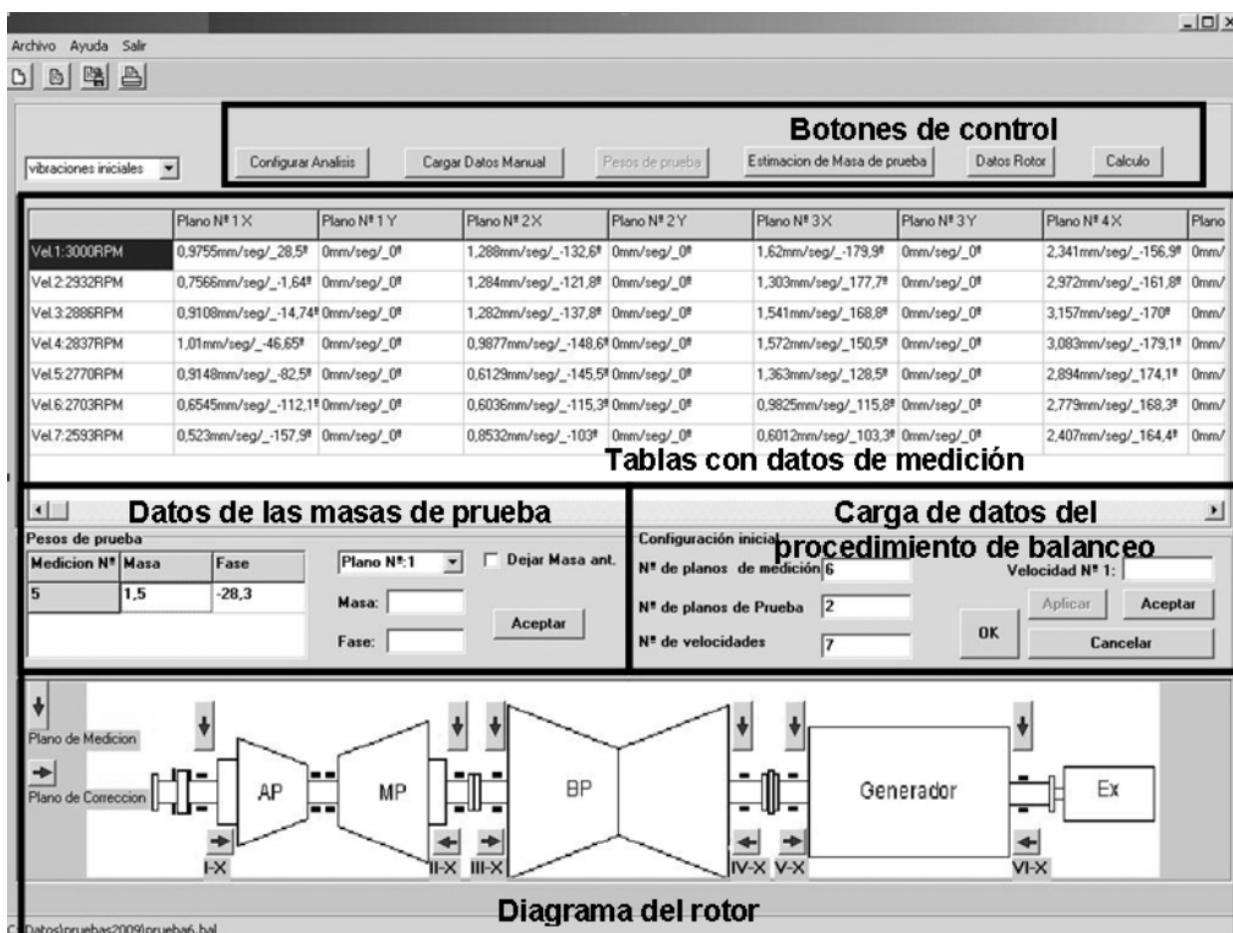


Figura 1: Pantalla Principal

Una vez que se tienen los datos se pasa a la pantalla de cálculo (figura 2) en la cual se pueden observar los planos de medición, los de corrección, las velocidades y los métodos disponibles para el cálculo.

Hecha la configuración para el cálculo el software realiza el chequeo de la misma y nos deja seguir si en función de los planos de medición, de corrección y velocidades seleccionados el método elegido para el cálculo es el correcto, el software nos entregara tanto los pesos de corrección como las vibraciones residuales teóricas. Si por algún motivo el resultado entregado por el software no satisface al analista, este cuenta con la posibilidad de realizar un ajuste de los pesos de corrección según crea conveniente. Hecho esto el software utilizando los coeficientes de influencia calculara las vibraciones teóricas residuales y de esta manera el analista podrá tener una estimación de en cuanto afectará el cambio propuesto y si mejora o no la calidad del balanceo.

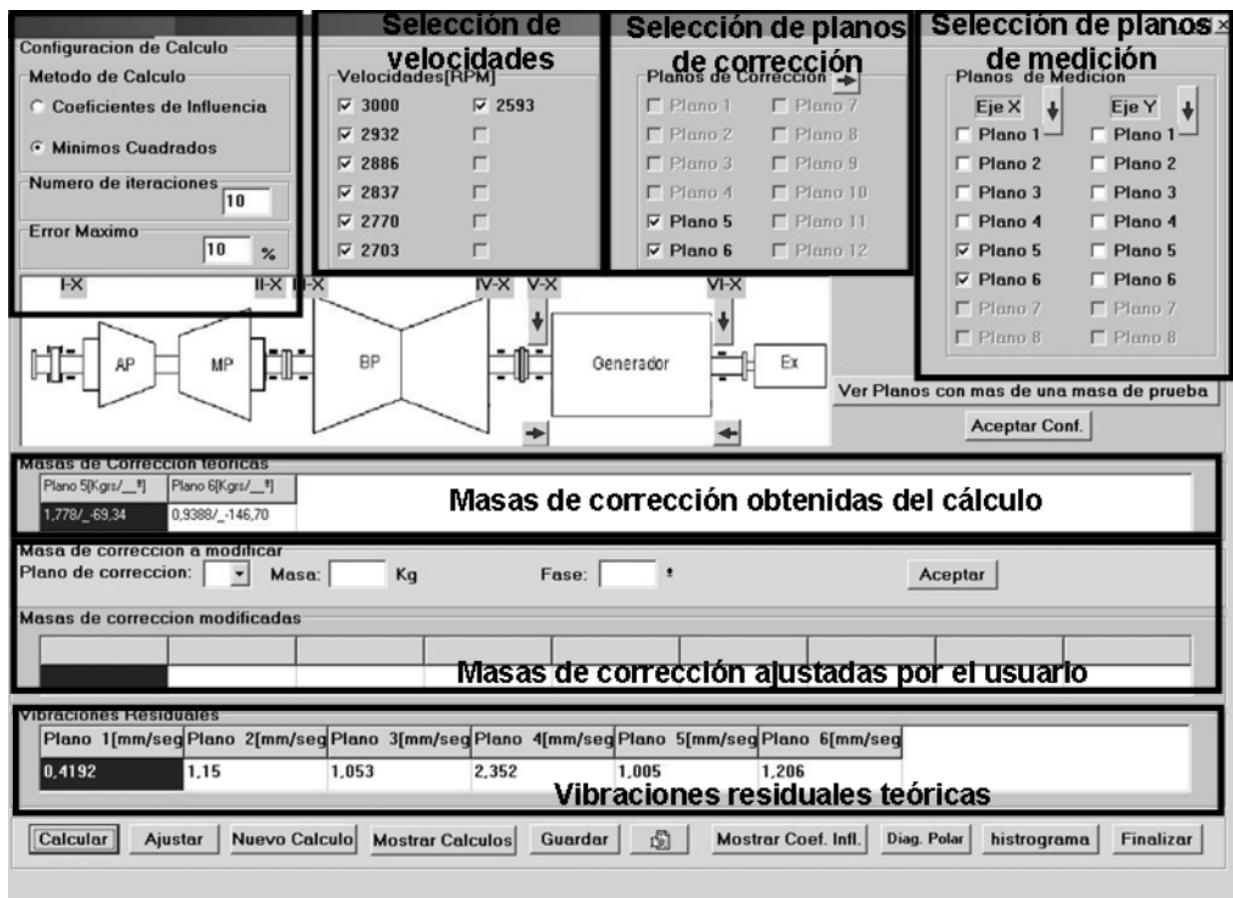


Figura 2: Pantalla de cálculo

APLICACIÓN INDUSTRIAL DEL SOFTWARE

Se realizó el balanceo de una instalación real, confrontando los resultados obtenidos por el método tradicional de coeficientes de influencia a dos planos (usado para el balanceo) y los resultados obtenidos con el software desarrollado usando en un caso todos los datos de los sensores (tratando de minimizar las vibraciones en los seis puntos de apoyo) y en otro solo los datos de los sensores correspondientes a los apoyos del generador y el algoritmo de aproximación por mínimos cuadrados.

El equipo sometido a la acción correctiva fue un grupo turbogenerador de 160 MWattios el cual presentaba vibraciones excesivas (ISO 10816-2, 2001) solamente en los apoyos del generador cuyo rotor tiene un peso de 35 toneladas (puntos de medición 5 y 6, ver figura 6). Estos datos se pueden apreciar en la tabla 1 donde se presentan los valores iniciales de vibración de los puntos de medición tomados en el equipo para varias velocidades durante una parada del mismo. En la figura 6 se presenta un esquema del equipo visualizando los puntos de medición usados en el balanceo.

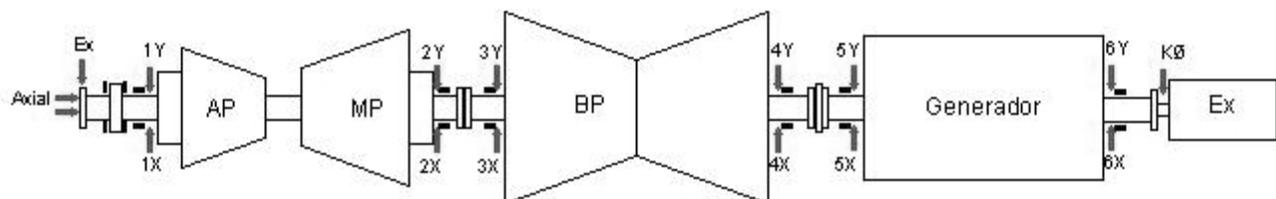


Figura 6: Esquema del equipo balanceado

Tabla 1: Valores de vibración inicial (mm/seg) que presentaba el equipo a distintas velocidades

RPM	Plano 1	Plano 2	Plano 3	Plano 4	Plano 5	Plano 6
3.000	0,94	1,27	1,52	2,47	3,62	7,90
2.958	0,82	1,14	1,30	2,70	3,48	7,89
2.903	0,78	1,32	1,41	3,10	3,11	7,70
2.856	1,01	1,21	1,63	3,24	2,81	7,43
2.800	0,93	0,86	1,54	3,03	2,27	7,82
2.752	0,92	0,60	1,35	2,91	1,93	8,38
2.695	0,67	0,60	1,01	2,79	2,27	8,46
2.646	0,67	0,78	0,76	2,60	2,66	7,96
2.582	0,52	0,87	0,61	2,45	3,20	7,93
2.506	0,45	1,08	0,26	2,50	3,85	7,00

Balaceo por el método tradicional de coeficientes de influencia a dos planos

Para este caso se emplearon solo las mediciones a la velocidad de régimen de los planos 5 y 6 que se midieron en la carcasa del generador, las masas de prueba fueron para la primera corrida de prueba de 1.500g en ángulo de -28,3° en el plano 5 y para la segunda corrida de prueba de 1.482g en ángulo de 0° en el plano 6. Como resultados las masas de corrección obtenidas fueron:

$$Mc5 = 2.548g / _ -61,2^\circ \qquad Mc6 = 987g / _ -112,4^\circ$$

Como resultado de aplicar este balaceo las vibraciones residuales son

$$Vr5 = 0,489mm/s / _ -1,5^\circ \qquad Vr6 = 1,011mm/s / _ -216,8^\circ$$

Haciendo un segundo cálculo a partir de las vibraciones residuales y usando los coeficientes de influencia ya calculados se tiene que para terminar de corregir las vibraciones residuales se deberían agregar las siguientes masas de corrección:

$$Mc5 = 318g / _ 91,5^\circ \qquad Mc6 = 186g / _ 18,6^\circ$$

Comparando este resultado con el obtenido en primer lugar se puede ver que están casi en contrafase por lo las masas obtenidas en primer lugar resultan excesivas.

Balaceo usando aproximación por mínimos cuadrados

Luego de realizado varios cálculos con el software utilizando para el cálculo datos a distintas velocidades de rotación, minimizando los residuos cuadráticos solo para los sensores 5 y 6 se determino con el método de aproximación por mínimos cuadrados que las masas de corrección deberían ser:

$$Mc5 = 2.320g / _ -64^\circ \qquad Mc6 = 930g / _ -119,8^\circ$$

Ahora reduciendo las vibraciones finales para todos los sensores las masas de corrección deberían ser:

$$Mc5 = 2.280g / _ -64,3^\circ \qquad Mc6 = 890g / _ -116,7^\circ$$

Finalmente las masas de corrección instaladas debido a las limitaciones físicas fueron:

$$Mc5 = 2.260g / _ -62,4^\circ \qquad Mc6 = 764g / _ -115^\circ$$

Comparando estos dos últimos resultados vemos que la aproximación por mínimos cuadrados resulta ser eficiente, ya que además reduce en forma uniforme las vibraciones en todos los planos considerados.

Las tablas 2 y 3 presentan los valores de vibración teóricos y reales respectivamente que arrojo el balaceo del equipo.

Tabla 2: Valores teóricos de vibración residual promedio (mm/seg)

Plano 1	Plano 2	Plano 3	Plano 4	Plano 5	Plano 6
0,38	1,04	0,89	2,22	0,39	1,04

Tabla 3: Valores de vibración residual medidos después del balanceo (mm/seg)

Plano 1	Plano 2	Plano 3	Plano 4	Plano 5	Plano 6
0,61	1,42	0,99	2,13	0,49	1,01

CONCLUSIÓN

En función de los resultados finales obtenidos al aplicar este método podemos sacar como conclusión que el algoritmo de aproximación por mínimos cuadrados resulta ser un método eficiente de balanceo para la mayoría de los casos que se presentan en la industria, lo que lo convierte en una técnica de futuro promisorio. Por otro lado la estructura dinámica que presenta el software a la hora de realizar el cálculo posibilita llegar en forma teórica a través de la selección de distintas configuraciones de cálculo a un resultado final más óptimo, ya que podemos ver el comportamiento teórico que presentara este ante la configuración de cálculo establecida y así llegar a aquella que de cómo resultado un comportamiento general mas adecuado del mismo.

REFERENCIAS

- Piñeyro, Juan J.; *Métodos de balanceo*. U.T.N., Facultad Regional Delta, Argentina (1983).
- Goodman, Thomas P.; *A least-squares method for computing balance corrections*, Journal of Eng. for Industry. Trns. ASME Serie B: 63, 273-279 (1964).
- Schneider, Hatto; *Balancing Technology*. Schenck (1991).
- Parkinson, A.G. et. al.; *A theoretical introduction to the development of a unified approach to flexible rotor balancing*. Journal of Sound and Vibration: 68 (4), 489 (1980).
- ISO 10816-2; *Mechanical vibration, Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts, Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50 MW with normal operating speeds of 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min and 3 600 r/min*. (2001).
- Xiaoping, YU; *General Influence Coefficient Algorithm in Balancing of Rotating Machinery*. International Journal of Rotating Machinery: 10, 85-90 (2004).
- Shiyu, Zhou; *Extended influence coefficient method for rotor active balancing during acceleration*. Journal of dynamic systems, measurement, and control: 126, 219-223 (2004).
- Pilkey, W. D.; *A computational technique for optimizing correction weights and axial location of balance planes of rotating shafts*. Journal of vibration, acoustics, stress, and reliability in design: 105, 90-93 (1983).
- Wang, Xiufeng; *SQP algorithms in balancing rotating machinery*, Mechanical Systems and Signal Processing: 21 1469–1478, (2007).
- Kang, Yuan; *Optimal balancing of flexible rotors by minimizing the condition number of influence coefficients*, Mechanism and Machine Theory: 43891–908 (2008).
- Seve, F.; *Balancing of machinery with a flexible variable-speed rotor*, Journal of Sound and Vibration: 264, 287–302 (2003).