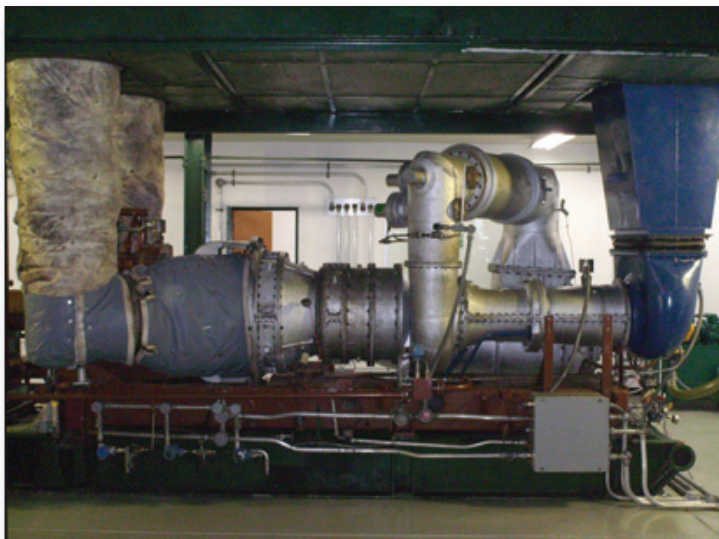


Equilibrado dinámico de una turbina Ruston TA1750.



Efecto de la ubicación de los sensores de vibración

Dynamic balancing of a Ruston TA 1750 turbine. Effect in the location of the vibration sensors

• David O. Bukowitz-Kulka
Facultad de Ingeniería. La Universidad del Zulia
• Juan C. Ustiola-Borjas
Wood Group Gas Turbines Venezuela, LTD

Recibido: 10/11/08 • Aceptado: 01/04/09

ABSTRACT

• Vibration measurements were realised to a Ruston TA 1750 turbine in-situ and at operation conditions, with accelerometers mounted in the case and directly in the bearing housing of the axial compressor due to a minor modification, in order to compare the values of amplitude and phase of the synchronous filtered vibration (1X) and determining their effect in the two-planes balance procedure by the influence coefficients method. This rotor operates over its critical velocity, and is for this reason that it is considered flexible and must be balanced in site and to its operation conditions. The system response to unbalance depends on the dynamic characteristics of the rotor, its bearings and supports; and the vectors of the measured dynamic forces will be sensible to the location where they were taken, being able to present non-linearities on its response as they move away of the bearing.

• **Key words:** Dynamic balancing, influence coefficients, turbine, rotordynamic, vibration.

RESUMEN

Se realizaron mediciones de vibración *in situ* y en situación de operación en una turbina **Ruston** TA 1750, mediante acelerómetros instalados en la carcasa tal como lo indica el fabricante, además se modificó esta última para introducir un sensor de referencia de fase y dos acelerómetros directamente en los portacojinetes del compresor axial, con la finalidad de comparar los valores de amplitud y fase de la vibración filtrada sincrónica (1X) y determinar su efecto en el procedimiento de equilibrado en-situ en dos-planes mediante el método de coeficientes de influencia. Este eje opera por encima de su velocidad crítica, y es por este motivo que se considera flexible y debe ser equilibrado en planta y a sus condiciones de operación. La respuesta del sistema al desequilibrado depende entonces de las características dinámicas del eje, sus cojinetes y soportes; y los vectores de las fuerzas dinámicas medidas serán sensibles a la

ubicación en donde fueron tomados, pudiéndose presentar no-linealidades de la respuesta a medida que se alejan del cojinete.

Palabras Clave: Equilibrado dinámico, coeficientes de influencia, turbina, rotodinámica, vibraciones.

INTRODUCCIÓN

Dentro de los planes de mantenimiento basados en la condición dinámica, se recogen datos de vibraciones en diversos puntos de las máquinas, con la finalidad de utilizarlos como referencia, y por lo general se establecen bandas de operación normal, de alarma y de peligro. En las turbinas **Ruston** TA 1750, tal como fueron fabricadas e instrumentadas se realizan estos controles basados en las mediciones de vibración en la carcasa de la máquina, mediante sensores de aceleración, debido a que internamente no se controla ni el

desplazamiento relativo del eje con respecto a los cojinetes, ni las vibraciones absolutas en los portacojinetes.

El rotor de esta máquina opera a velocidades que están por encima de un 75% de su velocidad crítica, razón por la cual es considerado flexible y la experiencia indica que deben ser equilibrados *in situ* y en sus condiciones de operación [1]. Por lo general, estos rotores son pre-equilibrados en taller, lo cual reduce el desequilibrio considerablemente a la hora de ponerlo en operación en la máquina, pero una vez que pasa por alguna de sus velocidades críticas se deforma en alguno de sus modos de vibración originando el desequilibrio.

La consideración anterior, conlleva a que se debe buscar el mecanismo más efectivo para su equilibrado *in situ*; de aquí la necesidad de comparar las mediciones de vibración tradicionales en la carcasa sugeridas por el fabricante, con mediciones internas directamente en los portacojinetes, producto de las modificaciones realizadas por lo autores.

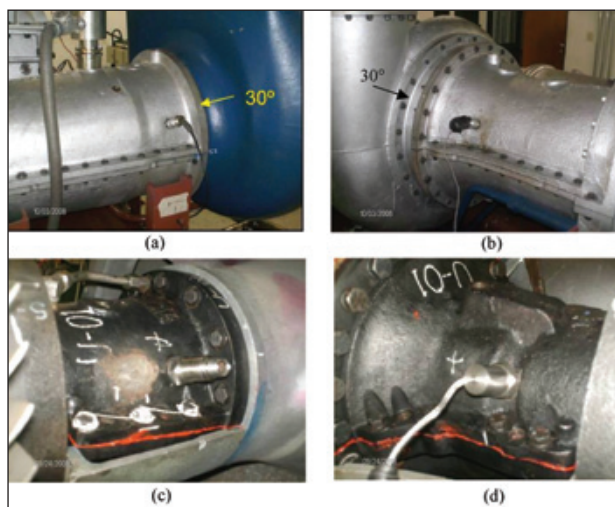


Figura 1. Puntos De Medición De Vibraciones
(A) Carcasa Cojinete 1. (B) Carcasa Cojinete 2. (C) Portacojinetes 1. (D) Portacojinetes 2.

PROCEDIMIENTOS DE MEDICIÓN Y EQUILIBRADO

Con la finalidad de comparar las mediciones de vibración tomadas en la carcasa de esta máquina, con las vibraciones tomadas directamente en los portacojinetes, se modificó una de las tapas del compresor axial y se realizaron mecanizados en los portacojinetes, para poder introducir e instalar dos acelerómetros directamente sobre ellos.

Se realizaron mediciones de vibración en la carcasa y directamente en los portacojinetes del lado de la succión (Cojinete 1) y del lado de la descarga (Cojinete 2), todas a 30° de la horizontal, como se muestra en la figura 1.

Con la máquina en condiciones de operación normal y a una velocidad del generador de gas de 10.739 rpm, se midieron sus vibraciones en los puntos antes mencionados y se construyeron las gráficas en

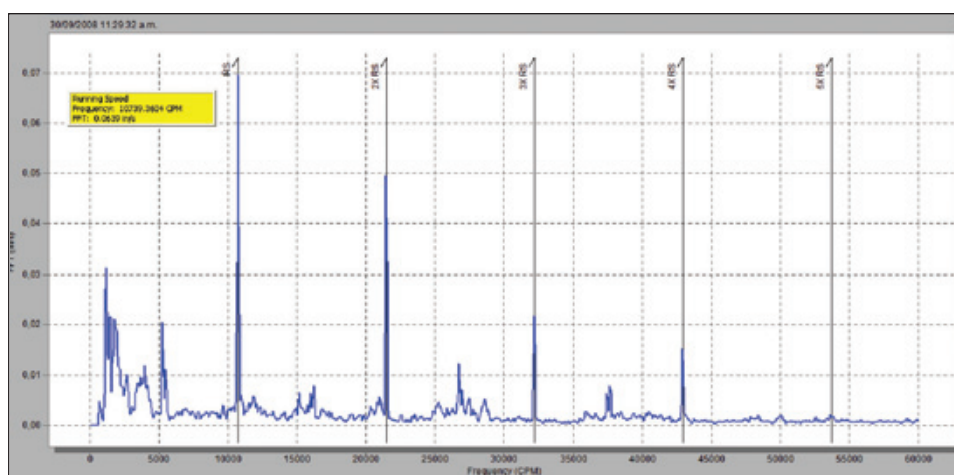


Figura 2. Vibraciones en función de la frecuencia tomado en la carcasa lado succión

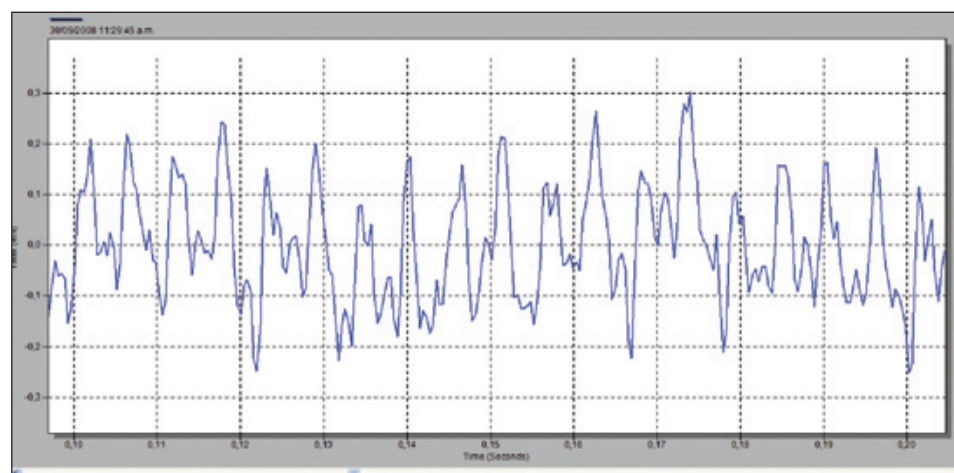


Figura 3. Vibraciones en función del tiempo tomado en la carcasa lado succión

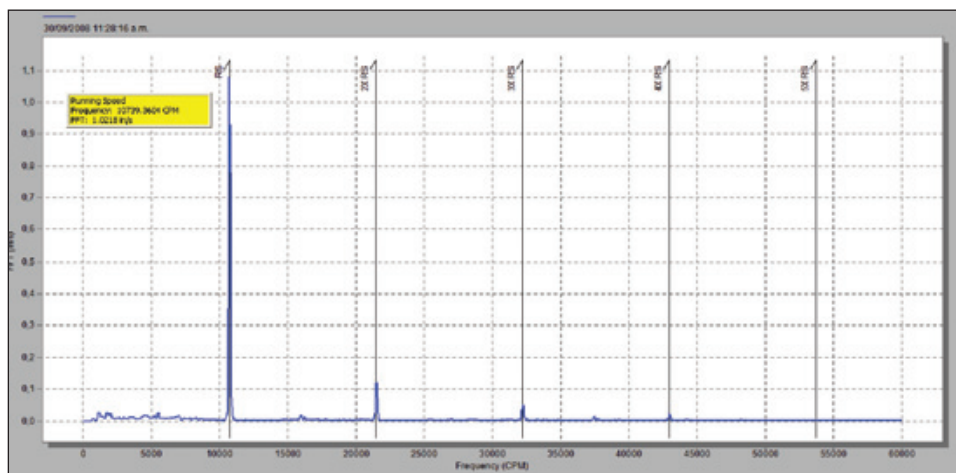


Figura 4. Vibraciones en función de la frecuencia tomado en el cojinete lado succión

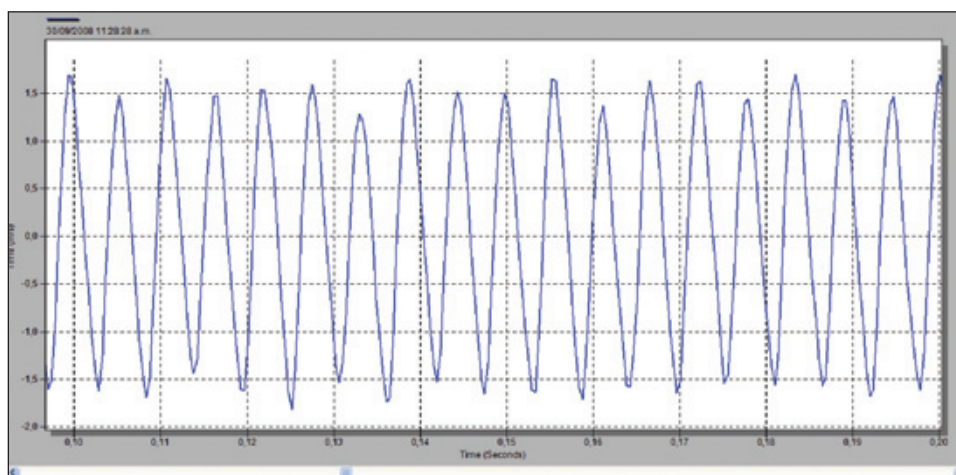


Figura 5. Vibraciones en función del tiempo tomadas en el cojinete lado succión

función del tiempo y de la frecuencia (figuras 2, 3, 4 y 5). También se midieron los vectores de vibración filtrados a 1X iniciales, los cuales se presentan en la tabla 1. Todos los valores de amplitudes de vibración se presentan en unidades de velocidad en pulgadas por segundo (PPS).

Se utilizó el método de coeficientes de influencia para determinar las masas de corrección a colocar, para disminuir el desequilibrio dinámico del rotor. Como primer paso se colocó un peso de prueba de 7.5 gramos (W_{p1}) en el plano del lado de la succión, y como el rotor opera por encima de su velocidad crítica se colocó angularmente a 270° [2], ya que es una posición que coincide con uno de los agujeros roscados en el disco de equilibrado del plano cercano al cojinete 1.

Se realizó un nuevo arranque de la máquina y se adquirió la información relacionada con sus vibraciones en los mismos puntos, resultando en los valores de la tabla 2.

	Carcasa (Externo)		Portacojinetes (Interno)	
Vibración @ 1X	Cojinete 1 (vector O_1)	Cojinete 2 (vector O_2)	Cojinete 1 (vector O_1)	Cojinete 2 (vector O_2)
Magnitud (PPS)	0.04	0.19	1.06	0.23
Fase ($^\circ$)	139	100	259	212

TABLA 1. VECTORES DE VIBRACIÓN FILTRADOS A 1X DE LA PRUEBA INICIAL

	Carcasa (Externo)		Portacojinetes (Interno)	
Vibración @ 1X	Cojinete 1 (vector B_{11})	Cojinete 2 (vector B_{21})	Cojinete 1 (vector B_{11})	Cojinete 2 (vector B_{21})
Magnitud (PPS)	0.03	0.22	1.17	0.25
Fase ($^\circ$)	103	96	276	187

TABLA 2. VECTORES DE VIBRACIÓN FILTRADOS A 1X DE LA PRUEBA CON W_{p1}

Para la segunda prueba, se colocó un prisionero el disco de equilibrado cercano al cojinete 2, (plano de equilibrado 2) en el agujero a 150° con una masa de 14.5 gramos. Se realizó un nuevo arranque de la máquina y se adquirió la información relacionada con sus vibraciones en los mismos puntos, resultando los valores de la tabla 3.

Wp_2 : Vector peso de prueba en el plano cercano al cojinete 2
 B_{md} : Vectores de vibración medidas con pesos de prueba
 O_m : Vectores de vibración original en la máquina

	Carcasa (Externo)		Portacojinetes (Interno)	
Vibración @ 1X	Cojinete 1 (vector B_{12})	Cojinete 2 (vector B_{22})	Cojinete 1 (vector B_{12})	Cojinete 2 (vector B_{22})
Magnitud (PPS)	0.42	0.03	0.93	0.24
Fase (°)	111	158	276	242

TABLA 3. VECTORES DE VIBRACIÓN FILTRADOS A 1X DE LA PRUEBA CON Wp_2

Con esta información se aplicó el método de coeficientes de influencia para las mediciones en los portacojinetes y las mediciones en carcasa. Los vectores de sensibilidad se obtienen de las siguientes ecuaciones [3]:

$$\vec{S}_{11} = \left\{ \frac{\vec{Wp}_1}{\vec{B}_{11} - \vec{O}_1} \right\} \quad (\text{Ec.1})$$

$$\vec{S}_{21} = \left\{ \frac{\vec{Wp}_1}{\vec{B}_{21} - \vec{O}_2} \right\} \quad (\text{Ec.2})$$

$$\vec{S}_{12} = \left\{ \frac{\vec{Wp}_2}{\vec{B}_{12} - \vec{O}_1} \right\} \quad (\text{Ec.3})$$

$$\vec{S}_{22} = \left\{ \frac{\vec{Wp}_2}{\vec{B}_{22} - \vec{O}_2} \right\} \quad (\text{Ec.4})$$

donde,

S_{md} : Vectores de sensibilidad,

m: plano de medición

d: Plano de corrección

Wp_1 : Vector peso de prueba en el plano cercano al cojinete 1

Los vectores del desequilibrio en los dos planos de corrección (Wc_1 y Wc_2) se obtienen resolviendo las ecuaciones 5 y 6:

$$\vec{Wc}_1 = \frac{(\vec{S}_{12} \times \vec{O}_1) - (\vec{S}_{22} \times \vec{O}_2)}{\left(\frac{\vec{S}_{12}}{\vec{S}_{11}} \right) - \left(\frac{\vec{S}_{22}}{\vec{S}_{21}} \right)} \quad (\text{Ec.5})$$

$$\vec{Wc}_2 = \frac{(\vec{S}_{21} \times \vec{O}_2) - (\vec{S}_{11} \times \vec{O}_1)}{\left(\frac{\vec{S}_{21}}{\vec{S}_{22}} \right) - \left(\frac{\vec{S}_{11}}{\vec{S}_{12}} \right)} \quad (\text{Ec.6})$$

En la tabla 4, se presentan los resultados que se obtienen al resolver las ecuaciones con los valores de las mediciones externas en la carcasa e internas en el portacojinetes.

En la figura 6 se presenta la pantalla de ejecución del programa de equilibrado en dos planos mediante el método de coeficientes de influencia, desarrollado por los autores. En el mismo se aprecian los datos introducidos y los resultados arrojados.

Después de colocar las masas de corrección resultantes de resolver las ecuaciones, con los datos obtenidos de las mediciones en los portacojinetes (interno), se obtuvieron los valores de vibración mostrados en la tabla 5. Asimismo

	Carcasa (Externo)		Portacojinetes (Interno)	
	Cojinete 1 (vector Wc_1)	Cojinete 2 (vector Wc_2)	Cojinete 1 (vector Wc_1)	Cojinete 2 (vector Wc_2)
Masa (gramos)	42.7	5.2	6.7	37.6
Ángulo (°)	137	79	332	221

TABLA 4. PESOS DE CORRECCIÓN CALCULADOS PARA LOS DOS CASOS

FIGURA 6. PANTALLA DEL PROGRAMA COMPUTACIONAL (SOFTWARE)

	Portacojinetes (Interno)	
Vibración @ 1X	Cojinete 1	Cojinete 2
Magnitud (PPS)	0.08	0.10
Fase (°)	310	3

TABLA 5. VECTORES DE VIBRACIÓN FILTRADOS A 1X DE LA PRUEBA CON PESOS DE CORRECCIÓN

en la Figura 7 se muestran las vibraciones en función de la frecuencia medidas antes y después del equilibrado, en el cojinete del lado de la succión. Se puede apreciar una disminución importante en la amplitud del valor de vibración sincrónica 1X causado por el desequilibrio del eje, lo que comprueba la efectividad del método y los procedimientos utilizados.

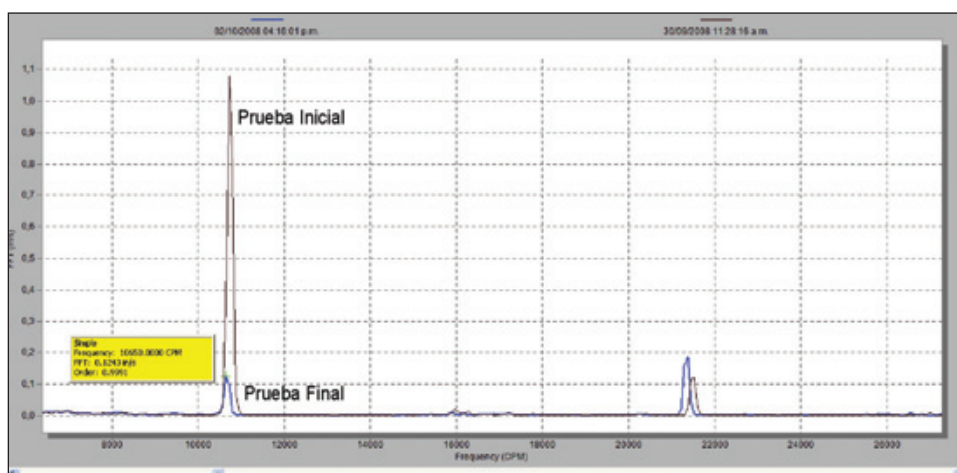


Figura 7. Comparación de las vibraciones antes y después del EQUILIBRADO

RESULTADOS

Comparando las vibraciones en función del tiempo (figuras 3 y 5) medidas en la carcasa y las medidas en el cojinete a través de la modificación realizada, se puede apreciar que en la última se obtuvo una señal mucho más representativa del desequilibrado y de forma mucho más parecida a una senoide, lo que permite obtener una medición más directa del efecto dinámico causado por el desequilibrado del eje.

Si se comparan para estas mediciones los espectros de frecuencias (figuras 2 y 4),

Se debe buscar el mecanismo más efectivo para su equilibrado in situ; de aquí la necesidad de comparar las mediciones de vibración tradicionales en la carcasa sugeridas por el fabricante

se aprecia que en la medición interna en el portacojinetes la amplitud de la vibración filtrada sincrónica 1X es 1.1 PPS, mucho mayor a los 0.07 PPS medidos en la carcasa.

Basados en esto, se puede suponer como punto de partida que las mediciones internas en el portacojinetes tomadas luego de las modificaciones realizadas, muestran de manera mucho más directa el efecto del desequilibrado producido por el rotor. En los valores de amplitudes filtradas a 1X de la tabla 1, también se puede llegar a la misma conclusión.

Luego de resolver las ecuaciones del método de coeficientes de influencia

para el equilibrado, se observa que los resultados obtenidos con los valores medidos directamente en el portacojinetes tienen mucho mas significado que los medidos en la carcasa (Tabla 4), suposición que se comprobó al colocar los pesos de corrección obtenidos con estas mediciones y obtener excelentes resultados en el procedimiento de equilibrado del eje.

DISCUSIÓN

Al medir la vibración en la carcasa aparecen efectos no-lineales en la respuesta, que afectan los valores de amplitud y ángulo de fase, imposibilitando obtener información dinámica confiable para el equilibrado.

Se obtuvieron excelentes resultados del equilibrado en dos planos en condiciones de operación, mediante el método de los coeficientes de influencia, utilizando los vectores de vibración filtrados a 1X medidos directamente en los portacojinetes, a través de las modificaciones realizadas en la carcasa.

Las vibraciones en la carcasa se pueden utilizar como patrón de referencia dentro de un plan de mantenimiento basado en la condición dinámica, para comparar niveles globales de vibración de las máquinas; pero a la hora de realizar un equilibrado en planta, se deben instalar sensores internos provisionales, si es que la máquina no los posee.

TURBINA RUSTON

La Turbina Ruston TA 1750, opera en ciclo abierto y su potencia nominal continua es de 1100 B.H.P a una temperatura ambiente de 89°F (32 °C). La misma, está compuesta por dos ejes distribuidos en el módulo de turbina compresora el cual gira a una velocidad aproximada de 11200 rpm y en el módulo de turbina de potencia que gira a 5250 rpm. Estas turbinas son evaluadas en un banco de pruebas construido por Wood Group Gas Turbines Venezuela, LTD (WGGTV) ubicado en la Facultad de Ingeniería de La Universidad del Zulia. Este banco de pruebas es utilizado para el desarrollo de nuevos ingenieros y garantizar a los clientes de WGGTV el producto final mediante pruebas de aceptación. A partir del momento de su apertura, el mismo ha funcionado para evaluar las condiciones dinámicas y operacionales de las turbinas Ruston TA 1750, las cuales constituyen el principal elemento motor de un importante número de bombas centrífugas utilizadas por la industria petrolera en sus Plantas de Inyección de Agua, en el Lago de Maracaibo.

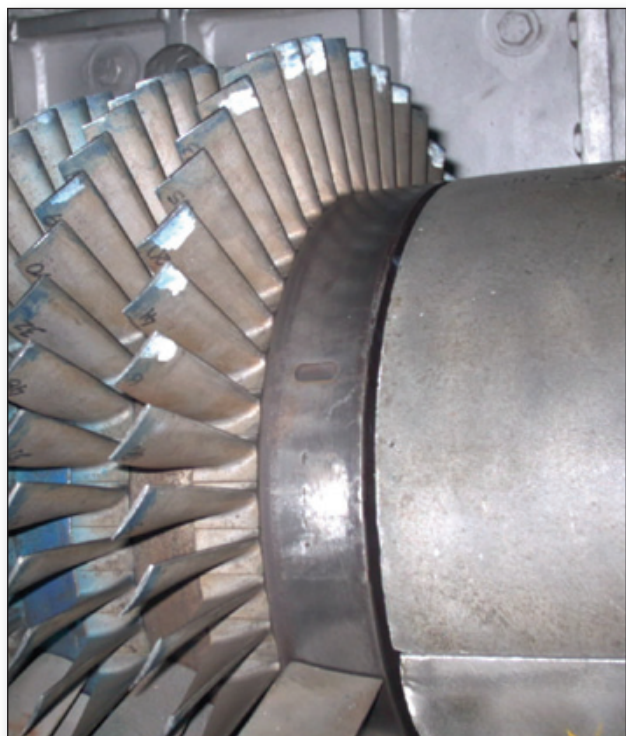


Foto de la turbina sin la tapa de la carcasa

BIBLIOGRAFÍA

1. Barrios-García Pedro. "Principios y Técnicas de Balanceo de Rotores". Trabajo de Ascenso. Universidad del Zulia, Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, 1986.
2. Bukowitz-Kulka David. "Balanceo de Rotores en Múltiples Planos Asistido por Computador". Trabajo de Ascenso. Universidad del Zulia, Facultad de Ingeniería, Escuela de Mecánica, 1996.
3. Eisenmann Robert C. "Some realities of field balancing". *Orbit*. Vol.18-2 p.12-17
4. Eisenmann Sr. Robert C., Eisenmann Jr. Robert C. *Machinery Malfunction Diagnosis and Correction*. 1ra. Edición. Estados Unidos de América, Editorial Prentice Hall, 1998. 817p. ISBN: 0-13-240946-1