

SIMULACION DE LA RESPUESTA AL DESBALANCE DEL ROTOR
DE UNA TURBINA A GAS

C.E. Koeneké Ramírez y O. Naveda Amaya
División de Postgrado
Facultad de Ingeniería
Universidad del Zulia
Maracaibo, Venezuela

RESUMEN

En este trabajo se efectuó la simulación de la respuesta al desbalance de una turbina a gas, cuyo comportamiento dinámico particular dificulta la aplicación de los métodos conocidos de balanceo en sitio. Con esta simulación se trazó como objetivo el logro de un mejor entendimiento del comportamiento atípico del sistema Rotor-Cojinete de dicha turbina, con miras a mejorar las técnicas de balanceo en sitio actualmente utilizadas.

Se utilizaron varios programas comerciales de computadores personales, para caracterizar el sistema Rotor-Cojinete así como para realizar la simulación propiamente dicha. Adicionalmente se desarrollaron otros programas que permiten evaluar la influencia de la flexibilidad del soporte sobre el amortiguamiento y la rigidez del conjunto Soporte-Cojinetes y para visualizar los modos de vibración que experimenta el rotor analizado para diferentes velocidades y distribuciones de masa de desbalance, de una manera tridimensional.

Con este trabajo se logró un mejor entendimiento del comportamiento dinámico de esta máquina, determinándose que la elevada flexibilidad del soporte del lado de la turbina se traduce en una drástica disminución del amortiguamiento y rigidez del conjunto Soporte-Cojinete respectivo. Por otra parte la ocurrencia de un nodo de vibración cercano al cojinete del lado del compresor axial, resta efectividad al amortiguamiento disponible en dicho lado y conduce a conclusiones erradas al observar bajos valores de vibración en dicho cojinete.

ABSTRACT

An unbalance response simulation is performed of a Gas Turbine Rotor-System that presents a peculiar dynamic behavior, which makes it extremely difficult to field balance by means of any of the well known balancing methods and procedures.

Several personal computers programs were used to develop a model and to perform the simulation. Additionally, two other computer programs were developed to evaluate the effect of the support flexibility on the Support-Bearing system equivalent stiffness and damping coefficients, and to isometrically visualize the rotor mode shapes for different unbalance distributions and speeds.

By this simulation a better understanding of the Gas Turbine dynamic behavior was achieved. It was determined that the high flexibility of the hot end bearing support results in a drastic reduction of the stiffness and damping coefficients available in the bearing. It was additionally determined that a node appears very close to the cold end bearing, eliminating the effectiveness of the relatively high damping available in that Bearing-Support system, generating misleading criteria as a result of the low vibrations level detected in this side.

INTRODUCCION

A pesar de la existencia de numerosos métodos de balanceo de rotores en el sitio de trabajo, que son aplicados exitosamente en la mayoría de las máquinas que requieren de dicho proceso, existe un reducido número de ellas, para el cual la aplicación de estos métodos no arroja los resultados esperados.

La turbina a gas W-101, constituye un ejemplo claro de este tipo de máquina para la cual el balanceo en sitio ha presentado un elevado grado de dificultad, incurriéndose en largas y tediosas jornadas, caracterizadas por numerosos intentos de corrección mediante ensayo y error, con el consecuente elevado número de arranques y paros, cuyo efecto es nocivo para la máquina.

En esta máquina, es muy común notar una elevada sensibilidad al desbalance y a las masas de corrección ubicadas del lado de la turbina, mientras que del lado del compresor axial, por el contrario, la amplitud de la vibración es típicamente muy inferior a la del lado de la turbina, siendo insensible a su vez a la colocación de masas de corrección.

Por otra parte, a pesar de que el rotor analizado posee cuatro planos de balanceo, uno en cada extremo y dos en la zona central, los últimos no son utilizados en la práctica, por su proximidad a la zona más caliente de la máquina, aunado a una aparente baja sensibilidad de dichos planos.

ANTECEDENTES

Problemas inherentes a dificultad de balanceo que son comunmente analizadas y por ende facilmente encontrados en la bibliografía, están asociados principalmente a ejes que presentan algún tipo de doblez o fisura, para los cuales la relación clásica amplitud/fase a través de las velocidades críticas (Teoría del diagrama de Bode) no se cumplen.

El caso planteado en este trabajo (1) ha sido escasamente documentado como tal, se dispone de información desglosada relativa a simulaciones de respuesta al desbalance (2 y 3), influencia del soporte sobre la dinámica del sistema rotor-cojinete (4 y 5), análisis de cojinetes y caracterización de sus coeficientes dinámicos (6 y 7), encontrándose un sólo artículo (8) en el cual se combina todo lo antes citado en el análisis de un problema de balanceo en sitio, similar al presentado en este trabajo.

OBJETIVO Y ALCANCE

El objetivo principal de este trabajo es determinar los factores de la turbina W-101, que inciden sobre el comportamiento dinámico de su sistema Rotor-Cojinete, con miras a mejorar las técnicas y métodos actualmente utilizados para ejecutar su balanceo.

Para lograr este objetivo, se creó un modelo que permitió la simulación dinámica del sistema Rotor-Cojinete de dicha máquina, bajo diversas condiciones de desbalance, velocidad, holgura en los cojinetes y rigidez de sus soportes. Adicionalmente se desarrolló un programa que permite visualizar de una manera tridimensional la forma adoptada por el rotor bajo las distintas condiciones antes citadas, con el cual se aprecian algunos efectos, que son omitidos por la representación gráfica típicamente utilizada (curva en el plano).

Para la creación del modelo y para efectuar la simulación se utilizaron programas para computadores personales. De igual manera los programas concebidos durante este trabajo, fueron desarrollados para este tipo de computadora.

CARACTERIZACION DEL SISTEMA ROTOR-COJINETE

El desarrollo del modelo utilizado para simular la respuesta al desbalance impuso la caracterización del sistema Rotor-Cojinete, lo cual constituyó la parte más laboriosa del trabajo, sin mencionar que de ello depende el grado de precisión con el cual el modelo escogido se corresponde con la máquina real.

Parte de la caracterización del sistema se llevó a cabo mediante el uso de dos programas comerciales (7 y 10), con los cuales se logró:

- 1.- Determinar los Momentos de Inercia de discos y alabes.
- 2.- Determinar los coeficientes dinámicos de los cojinetes.

El efecto de la flexibilidad del soporte sobre la rigidez y amortiguamiento equivalentes del conjunto Soporte-Cojinete se evaluó mediante el uso de otro programa desarrollado en este trabajo. Al simular el comportamiento de los arreglos Soporte Cojinete de cada extremo, se pudo determinar que del lado del compresor axial, al existir un pedestal robusto de alta rigidez, los coeficientes dinámicos de dicho lado se aproximan a los valores originales del cojinete, mientras que del lado de la turbina, donde el soporte presenta una elevada flexibilidad, la rigidez y amortiguamiento son muy inferiores a los respectivos valores del cojinete.

LIMITACIONES DEL PROGRAMA DE SIMULACION DE LA RESPUESTA AL DESBALANCE

El programa utilizado para efectuar la simulación de la respuesta al desbalance (9), presenta limitaciones de capacidad que imponen el preprocesamiento de algunos parámetros (1).

La división del rotor en estaciones, estuvo condicionada por la limitación de capacidad del programa, el número máximo de estaciones que pueden utilizarse para simular cualquier rotor es 25, lo cual constituye un número relativamente bajo para sistemas complejos como el analizado, que posee 16 etapas del compresor axial y 5 de la turbina, (ver figura 1).

Con la finalidad de adaptar el modelo al número de estaciones disponibles, se efectuaron cálculos que permitieron aplicar las simplificaciones que se mencionan a continuación:

- 1.- Se determinó un diámetro equivalente para cada extremo del rotor donde existen varios cambios de diámetro, lográndose de esta forma incluir de una manera indirecta el efecto de la rigidez de cada sección del extremo del eje, sin destinar una estación para cada una.
- 2.- Se combinaron los discos de las estaciones 16 y 15 del compresor axial en una sola estación, dado que son los de menor masa y Momentos de Inercia, para ello se determinó un Momento de Inercia equivalente.

Otra limitación del citado programa, es que carece de un mecanismo de almacenamiento de información sobre el sistema Rotor-Cojinete analizado, lo cual hace tedioso su uso para sistemas complejos.

ANÁLISIS DE LOS COJINETES

El análisis de los cojinetes permitió determinar que los mismos poseen una longitud excesiva (relación L/D) = 1.4), lo cual se traduce en problemas de roce entre éstos y el rotor al existir una pequeña desalineación (ver figura 2).

Cabe destacar que la ocurrencia de roce entre el cojinete y el rotor resulta en una variación transitoria de rigidez en el sistema Rotor-Cojinete con el consecuente cambio de los valores de vibración medidos tanto en amplitud como en fase, lo cual puede traducirse en el cálculo errado de masas de corrección.

Relaciones L/D elevadas eran comunmente utilizadas hace más de treinta años cuando La Turbina W-101 fue diseñada, en vista de que entonces, no se tenía conocimiento preciso del comportamiento del material antifricción ante cargas elevadas.

Adicionalmente, estas máquinas confrontaron al comienzo de su operación, problemas de alta temperatura del aceite drenado del lado de la turbina, el cual fue resuelto mediante el incremento de la holgura diametral del cojinete, de su valor promedio original 0.010" a 0.014". Se pudo determinar, que al resolver el problema de alta temperatura de esta manera, paralelamente se originó una reducción de la rigidez y amortiguamiento originales del cojinete. Esta reducción combinada con el efecto del soporte flexible de dicho lado, prácticamente eliminan toda la capacidad de amortiguamiento disponible en el arreglo Soporte-Cojinete del lado de la turbina.

Por lo antes expuesto se analizó la posibilidad de solventar el problema de alta temperatura mediante una reducción de la longitud del cojinete en lugar de incrementar su holgura, con lo cual se obtendría un doble beneficio al reducir la posibilidad de roce con el rotor, que resulta de su elevada relación L/D.

Este análisis permitió concluir que la longitud efectiva del cojinete podía ser reducida de 7" a 5", sin comprometer la integridad física del metal antifricción, logrando a su vez una relación L/D = 1, que constituye el valor máximo recomendado según los criterios actuales de diseño de cojinetes (6).

PROGRAMA DE VISUALIZACIÓN DE LOS MODOS DE VIBRACION

Los programas disponibles de respuesta al desbalance determinan la amplitud máxima de cada estación y su respectivo ángulo de fase, presentando los resultados de manera tabulada. Esta representación, sin un apoyo gráfico dificulta la comprensión y visualización de la forma adoptada por el rotor, ubicación de los nodos, etc.

Adicionalmente, del análisis detallado de los

ángulos de fase de cada estación del rotor se observó que al existir amortiguamiento en los cojinetes ocurre un desfasaje a lo largo del mismo, aún en aquellos casos de rotores simples en los que existe una masa única de desbalance. Esta situación ocurre al existir dos planos de deformación perpendiculares entre sí, que se derivan del hecho de que las fuerzas de amortiguamiento son normales a las de rigidez (ver figura 3). De lo antes expuesto, se deduce que únicamente para casos excepcionales, los modos de vibración de un rotor estarán contenidos en un plano. De allí que la representación gráfica de los modos de vibración típicamente utilizada (curva en el plano), no muestra la forma real que el rotor adopta.

Por todo lo antes expuesto se desarrolló en el presente trabajo, un método gráfico tridimensional (ver figura 4) que permite incluir el efecto del desfasaje antes descrito y consiste en un dibujo isométrico donde elipses numeradas representan las órbitas de vibración de cada estación, su dimensión refleja la amplitud, mientras que la fase se representa por medio de una línea recta que une al centro del rotor con el borde de la elipse a un ángulo que coincide con el de fase.

RESULTADOS DE LA SIMULACION

La aplicación combinada del programa de respuesta al desbalance y el de visualización isométrica del correspondiente modo de vibración, permitieron determinar características particulares del sistema Rotor-Cojinete analizado, que resultan de gran interés, para lograr la comprensión del comportamiento atípico de dicho sistema.

En primer lugar, se notó una gran flexibilidad del rotor, el cual opera a una velocidad superior a su segunda crítica y experimenta marcadas variaciones en la forma que adopta el rotor al cambiar la distribución de masas de desbalance, observándose desplazamientos longitudinales del nodo central de hasta 50", lo cual representa más del 40% de la longitud total de dicho rotor.

La simulación del rotor mostró la existencia de un nodo muy cercano al cojinete del lado del compresor axial. Este nodo se forma porque al balancear la turbina desacoplada del compresor centrífugo al cual sirve de elemento motriz, existe una longitud considerable del rotor en voladizo, con la masa de la brida de acople concentrada en el extremo. Esta cercanía del nodo al cojinete es totalmente indeseable ya que no se aprovecha el amortiguamiento disponible en dicho cojinete, para controlar la vibración que se genera como resultado del desbalance o de cualquier otra excitación.

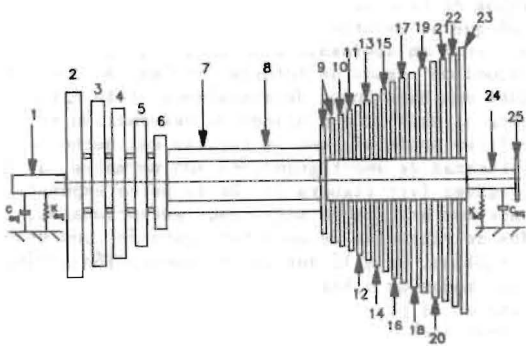


FIGURA 1. DIVISION DEL ROTOR EN ESTACIONES

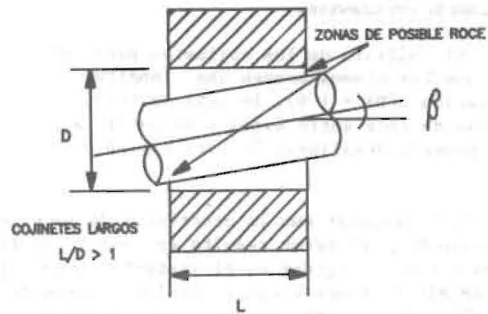


FIGURA 2. PROBLEMAS DE ROCE EN COJINETES LARGOS.

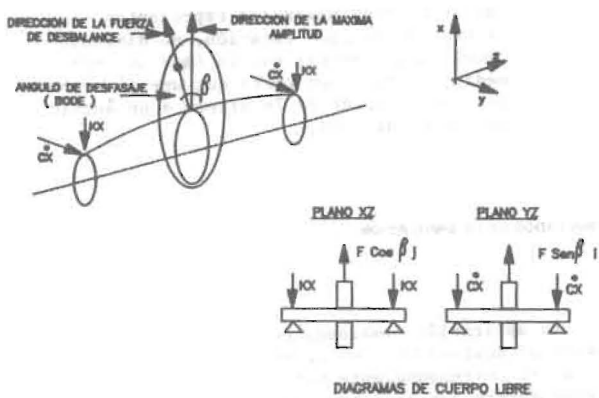


FIGURA 3. LOCALIZACION DE FUERZAS EN EL ROTOR.

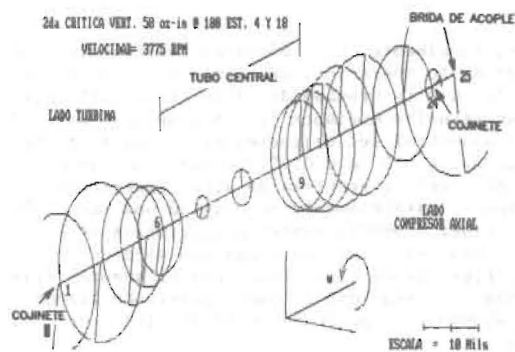


FIGURA 4. REPRESENTACION GRAFICA ISOMETRICA.

AMPLITUD MÁXIMA VS. AMPLITUD MEDIDA

Un punto adicional de interés, lo constituye la relación que existe entre las amplitudes de vibración medidas cerca de los cojinetes y la amplitud máxima que ocurre en el interior de la máquina, ya que tanto las medidas utilizadas para el balanceo en sitio, como las utilizadas con fines de protección por vibración, correlacionan la amplitud interna máxima con los valores medidos.

En la totalidad de las simulaciones efectuadas, se observó un mayor nivel de vibración en el lado de la turbina, lo cual es consecuencia, principalmente de la cercanía del nodo al extremo opuesto, lo que explica a su vez la insensibilidad de dicho lado al desbalance y a la colocación de masas de corrección.

VELOCIDADES CRÍTICAS

Dado que el programa utilizado para simular la respuesta al desbalance no dispone de una instrucción que permita calcular los valores de las velocidades críticas amortiguadas, su determinación se llevó a cabo simulando el rotor colocándole distribuciones de masa que acentúen el efecto dinámico de operar a una velocidad próxima a dichos parámetros, es decir, masas de desbalance en la zona central para simular la primera crítica y masas equidistantes del centro opuestas 180 grados para simular la segunda.

Una vez desarrollado el modelo, se procedió a simularlo variando la velocidad de giro de una manera iterativa, hasta observar el incremento de amplitud y cambio de fase esperado según la crítica

de interés.

Los valores determinados muestran que las críticas verticales son superiores a las horizontales, en aproximadamente 10%, lo cual resulta de la asimetría de rigidez que presentan los cojinetes. Adicionalmente, se determinó que la amplitud de la vibración al alcanzar las velocidades críticas verticales son superiores a las correspondientes críticas horizontales.

Al comparar los valores calculados con mediciones de campo, se notó que la primera crítica, tanto vertical como horizontal, coincide de una manera exacta, mientras que la segunda crítica calculada es aproximadamente 10% inferior a la medida. Esta discrepancia está influenciada por el hecho de que las mediciones de campo se efectuaron con la turbina acoplada al compresor centrífugo al cual sirve de elemento motriz, lo cual se traduce en un incremento de la rigidez del rotor y por ende de su velocidad crítica.

La concidencia de los valores calculados con los medidos permite concluir que el modelo desarrollado en este trabajo representa al rotor real con un grado de precisión razonable.

CONCLUSIONES

La ejecución y análisis de la simulación ejecutada en este trabajo permitió determinar varios factores de diseño de la máquina que inciden en el comportamiento dinámico particular y que dificultan la aplicación de los métodos de balanceo. En este sentido las conclusiones más relevantes son:

- La excesiva longitud de los cojinetes se traduce en la ocurrencia de roce con el rotor, pudiendo ocasionar el cálculo errado de masas de corrección al utilizar datos de vibración distintos a los originados por un desbalance puro.
- La elevada flexibilidad del soporte del cojinete del lado de la turbina, se traduce en una drástica reducción del amortiguamiento y rigidez disponibles en el cojinete.
- La ocurrencia de un nodo cercano al cojinete del lado del compresor axial, resta efectividad al amortiguamiento equivalente relativamente alto que existe en dicho lado. Adicionalmente, al reducirse la amplitud por la cercanía del nodo se minimiza el efecto de las masas de corrección colocadas en el plano cercano al cojinete, es decir se hace insensible.

RECOMENDACIONES

Las recomendaciones más relevantes que se derivan del análisis efectuado son:

- Reducir la longitud actual de los cojinetes de 7" a 5", eliminando de esta manera los problemas de roce originados al existir desalineación, permitiendo a su vez, recuperar parcialmente la holgura original del cojinete.
- Evaluar la posibilidad de rigidizar el soporte del lado de la turbina, siempre que no ocasione problemas dinámicos, tales como aproximar la velocidad de operación a una crítica.
- Repetir la simulación del rotor acoplado al compresor centrífugo que sirve de elemento motriz, para determinar si el nodo cercano al cojinete del compresor axial se aleja del mismo. En caso afirmativo evaluar la posibilidad de ejecutar el balanceo de todo el tren de ambas máquinas.
- Regularizar la ejecución de este tipo de simulación, como herramienta de gran utilidad en el análisis de rotores que presenten problemas similares.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1) KOENEKE R., CARLOS, E.: "Simulación de la respuesta al desbalance de una turbina a gas". Tesis de Grado para optar al título de Magister Scientiarum-LUZ, Maracaibo, 1989.
- 2) LUND, J.W.; ORCUTT, F.K.: "Calculations and Experiments on the unbalance response of a flexible rotor". ASME PAPER N. 67-VIBR-27, 1967.
- 3) CARUSO, W.J.; GANS, B.E.; CATLOW, W.G.: "Application of recent rotor dynamics developments to mechanical drive turbines". llavo. Simposio de Turbomáquinas. Universidad Texas A&M, 1982.
- 4) BARRET, L.E.; GUNTER, E.J.; ALLAIRE, P.E.: "Optimum bearing and support damping for unbalance response and stability of rotating equipment". Universidad de Virginia, USA.
- 5) NICHOLAS, J.C.; WHALEN, J.K.; FRANKLIN, S.D.: "Improving critical speed calculations using flexible support FRF compliance data". 15avo. Simposio de Turbomáquinas. Universidad Texas A&M, 1986.
- 6) ESDU INTERNATIONAL LTD: "Engineering Science Data Unit". N 84031. London, UK, 1984.
- 7) MECHANICAL TECHNOLOGY INCORPORATED: "Analysis of Fluid Film Journal Bearings". Latham, New York; 1985.
- 8) GUNTER, E.J.; GUNTER, W.E.: "Field balancing 70 MW gas turbine-generator". Universidad de Virginia, USA.

9) FIELDING, LESLIE: "Rotating Machinery Equipment Design". "Program #6 Rotor Unbalance Response Program". McGraw-Hill Book Company, 1985.

10) FIELDING, LESLIE: "Rotating Machinery Equipment Design". Program #5 "Disk Weight and Inertia Properties Program". McGraw-Hill Book Company, 1985.

Recibido el 10 de abril de 1989