

ANALISIS DE ALABES POR EL METODO DE
ELEMENTOS FINITOS

Janus Kubiak.
Alejandro Lozano.
Apartado Postal 475
Cuernavaca, Morelos. 62000
México.

RESUMEN

En este trabajo se presenta el análisis dinámico de un álabe de una turbina de vapor por el método de elementos finitos. En este análisis se emplea el elemento viga y el elemento frontera para obtener la respuesta dinámica tanto de un álabe como de un grupo de álabes. Los resultados se comparan con los obtenidos por el método de la matriz de transferencia y con los obtenidos experimentalmente.

ABSTRACT

In this work, the dynamic analysis of a steam turbine blade applying the finite element method is presented. In this analysis the "beam" and "gap" elements are applied to obtain the dynamic response of both a single blade and a group of blades. There results are compared with those obtained with the transfer matrix method and experimentally.

INTRODUCCION

Actualmente se están desarrollando técnicas para establecer limitaciones de operación tendientes a prolongar la vida útil de álabes de turbinas y reducir las fallas por fatiga. En un turbogenerador, las condiciones que producen la vibración y consecuentemente fatiga en los álabes son principalmente: operación fuera de frecuencia y operación con bajo vacío del condensador.

Ante esta problemática es necesario caracterizar el comportamiento dinámico de álabes. Esto incluye tanto el uso de modelos y cálculos por medio del método de elemento finito (MEF), como verificaciones experimentales en laboratorio y campo.

La identificación del comportamiento dinámico de álabes, incluye el conocimiento de las frecuencias naturales y la distribución de esfuerzos estáticos y dinámicos como se describe en [1].

Lo anterior permitirá calcular la expectativa de vida de los álabes en una turbina en las diferentes condiciones de operación anormal.

Como se explicó antes, la obtención de las frecuencias naturales es parte primordial del estudio. En este trabajo, se analizan la posibilidad y ventajas de aplicar el "elemento viga" (una de las alternativas del MEF) para el cálculo de estas frecuencias naturales del álabes o grupo de álabes, empleando el programa de elemento finito SAP6.

PROCEDIMIENTO DE ANALISIS

El procedimiento detallado para el análisis dinámico de álabes incluye principalmente:

- Cálculo de los esfuerzos estacionarios para el álabes y un segmento de la raíz.
- Cálculo de las frecuencias naturales y modos de vibración para un álabes aislado y para un grupo de álabes.
- Cálculo de los esfuerzos dinámicos en el grupo de álabes a las frecuencias de resonancia.
- Análisis del esfuerzo de fatiga.
- Construcción de los diagramas Cambell y Goodman,
- Comportamiento de los álabes por la operación del turbogenerador "fuera de frecuencia"

MODELADO DEL ALABE CON ELEMENTO VIGA

El programa de computadora SAP6 emplea el método de elemento finito y posee una biblioteca muy amplia de elementos que pueden ser utilizados para analizar problemas tales como el cálculo de desplazamientos, fuerzas, esfuerzos, frecuencias naturales y respuesta transitoria de una estructura. El elemento viga de esta biblioteca es de tres dimensiones (3D), 3 nodos y tiene 6 grados de libertad. Este elemento se seleccionó por su facilidad de operación para verificar su aplicabilidad en el cálculo de las frecuencias naturales del álabe cuya geometría está descrita por Lackowski [2]. En esa publicación, las frecuencias naturales del álabe fueron calculadas con y sin el efecto de la fuerza centrífuga, empleando el método de la matriz de transferencia [3]. Los resultados fueron verificados experimentalmente obteniéndose una buena coincidencia entre ambos métodos (1.5% de diferencia para el primer modo). El álabe bajo estudio tiene una longitud de 66.5 cms. y se muestra en la figura 1.

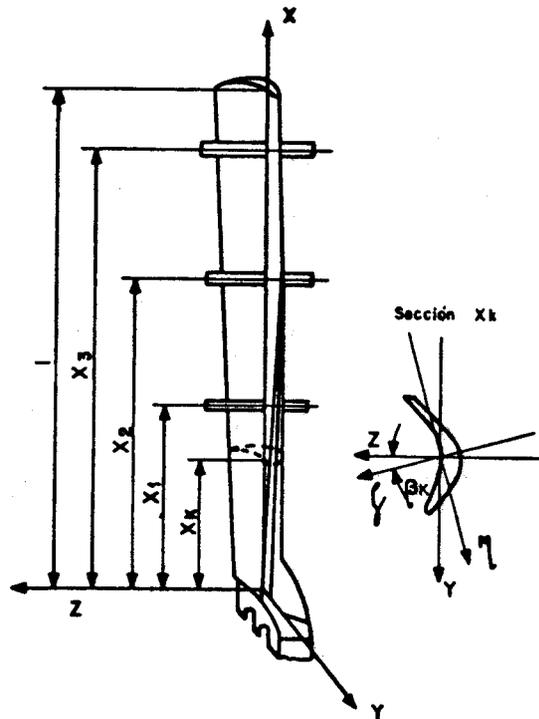


Figura 1. Vista general del álabe

En la figura 2 se presenta el cambio de área de la sección transversal con la longitud y en la figura 3 se muestra la variación del momento de inercia respecto a los ejes η y γ mostrados en la fig. 1. Estos ejes forman el ángulo β con los de referencia XYZ (figura 1) y su variación con la longitud del álabe se presenta en la figura 4.

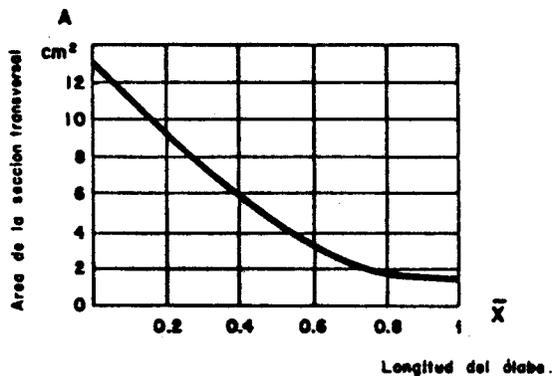


Figura 2. Cambio de $A(\bar{X})$ con la longitud del álabe.

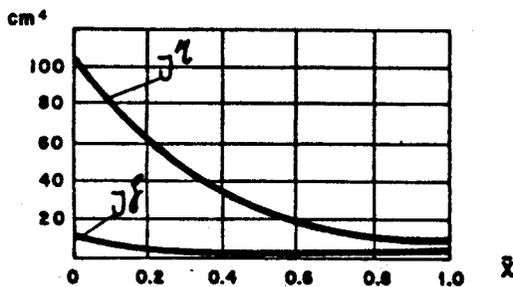


Figura 3. Cambio del momento de inercia de la sección transversal con la longitud del álabe.

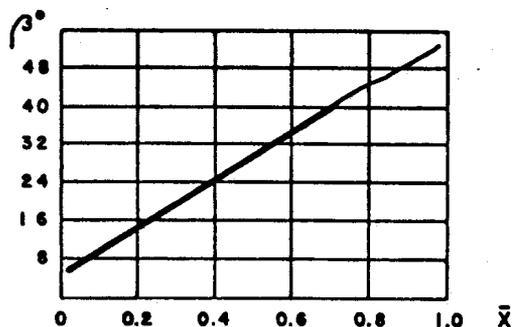


Figura 4. Cambio del ángulo del álabe con su longitud.

Para determinar el número óptimo de elementos viga en los que se tenía que dividir el álabe para su análisis por el MEF, el álabe se dividió, inicialmente en 4 elementos. Con este número de elementos de frecuencia natural obtenida ($\beta = \text{constante}$) fué de 78.71 Hz. Posteriormente, el álabe se dividió en 10 elementos, obteniéndose una frecuencia natural de 82.66 Hz. El empleo de más de 10 elementos no representó un cambio significativo en el valor de la frecuencia natural con respecto a la obtenida con 10 elementos. Sin embargo, el tiempo de proceso (CPU) aumentó considerablemente. Por lo anterior, para el análisis del álabe por el MEF, se seleccionó un modelo dividido con 10 elementos viga.

COMPUTO

La frecuencia natural del álabe se calculó con y sin el efecto de la fuerza centrífuga, se debe tener en cuenta que un álabe girando a 3600 rev. por min. (Turbogenerador operando a 60 Hz) ejerce una gran presión en el disco produciendo un efecto de rigidización del empotramiento de la raíz, por lo que ésta se puede considerar como un cuerpo rígido.

Los resultados se presentan en la tabla 1, la que también incluye los valores obtenidos por el método de la matriz de transferencia. Como se puede observar, la diferencia entre esos resultados es muy pequeña, especialmente para el primer modo de vibración, tanto en el caso estacionario como en el rotatorio.

Frecuencia Natural	Alabe sin girar			Alabe girando		
	I	II	III	I	II	III
SAP6	82.7	264.0	597.5	115.1	296.5	630.5
Metodo de la matriz de transferencia	83.5	330.	258.	114	—	—

Tabla 1. Frecuencias naturales (Hz) de un álabe con $l = 66.5$ cm. y β constante.

El perfil del desplazamiento en el primer y segundo modos de vibración se muestra en la figura 5.

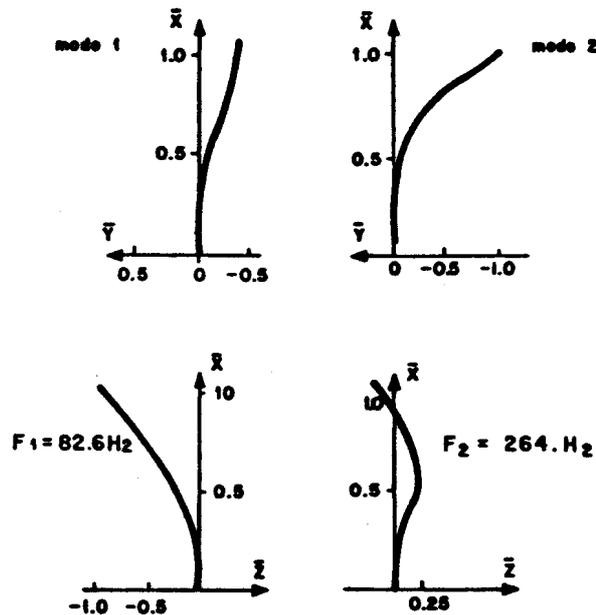


Figure 5. Deflexiones del álabe en el primer y segundo modo.

Para el cálculo de las frecuencias naturales de grupos de álabes se consideró el mostrado en la figura 6. Este grupo consiste de 7 álabes conectado por 3 alambres de sujeción los cuales también están modelados con elementos viga [4]. Los resultados de este cálculo se muestran en la tabla 2.

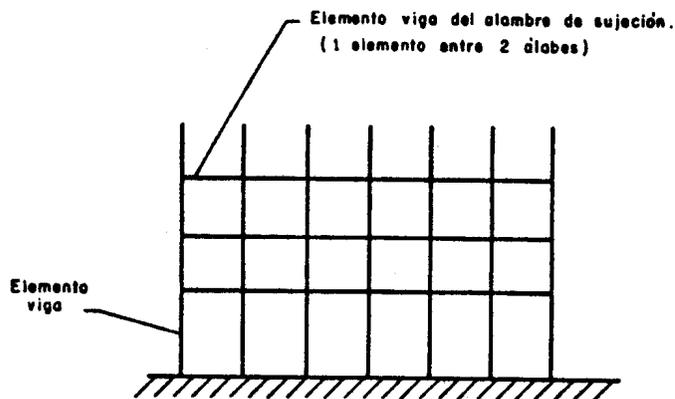


Figura 6. Modelo del grupo de álabes.

Frecuencia Natural	Grupo de álabes sin girar		Observaciones
	I	II	
SAP6	120.6	326.8	
Metodo de la matriz de transferencia	122.0	314.0	

Tabla 2. Frecuencias naturales (Hz) de un grupo de álabes con β constante.

Los alambres de sujeción ejercen una acción que aumenta la rigidez angular del álabes, lo que se observa con la diferencia de valores entre las tablas 1 y 2 . En la figura 7 se presenta el perfil del desplazamiento de la vibración sincrónica del grupo de álabes, en el primer modo de vibración.

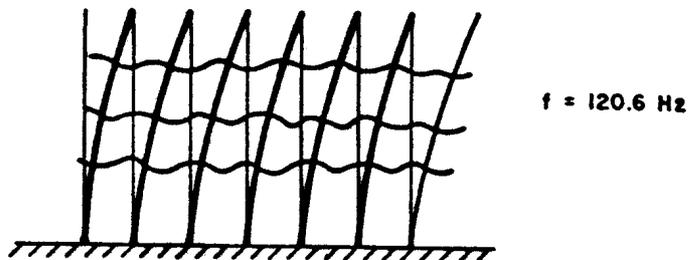


Figura 7. Vibración sincrónica de un grupo de álabes en el primer modo.

Los alambres de sujeción, también se modelaron empleando elementos de frontera como se muestra en la figura 8. En este caso se obtuvo una primera frecuencia natural de 124.8 Hz contra 120.6 Hz obtenidos con el elemento viga.

Cálculos posteriores incluyeron la obtención de los esfuerzos debidos a la fuerza centrífuga, al efecto de deflexión causado por la carga del vapor y los esfuerzos vibratorios. Estos resultados no se presentan porque sus valores solo tienen significado cualitativo. Sin embargo, permiten verificar la capacidad del programa SAP6 para emplearlo en el procedimiento de análisis descrito anteriormente.

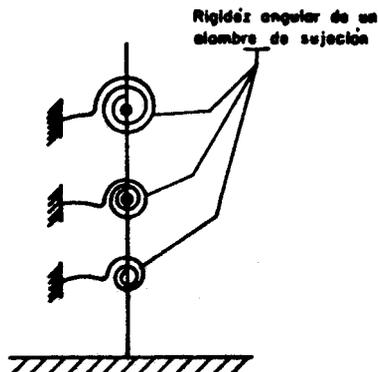


Figura 8. Modelo del grupo de álabes con el elemento de frontera.

ANÁLISIS Y VALIDACION DEL MODELO.

Las tablas 1 y 2 indican que se tiene una buena aproximación entre los resultados obtenidos por medio del programa SAP6 y el método de la matriz de transferencia, lo anterior tanto para un solo álabes como para grupos de álabes.

Se observa una diferencia importante en el tercer modo de un solo álabes (Tabla 1). Sin embargo, para modos altos (del 3o. en adelante) es sabido que el método de la matriz de transferencia pierde exactitud.

Los resultados anteriores confirman que un álabes largo o un grupo de álabes largos (conectados por alambres de sujeción) se pueden modelar con elementos de viga y que este modelo es válido para el cálculo de las frecuencias naturales. No obstante, debe tenerse en cuenta que el elemento viga no puede emplearse para el cálculo de las frecuencias naturales de álabes cortos como lo verificó Vargo 5. Pero si la flexibilidad de la raíz es conocida experimentalmente, el elemento viga podría emplearse para modelar álabes cortos, modelando la flexibilidad de la raíz con elementos de frontera. Estos cálculos se llevaron a cabo, pero no fueron verificados con mediciones.

El tiempo de proceso (CPU) fué muy pequeño, sólo algunos segundos para las primeras 5 frecuencias naturales.

(VAX 11/780), por lo que el elemento viga puede emplearse para un análisis rápido y simple. La preparación de los datos de entrada es directo y no consume mucho tiempo.

El álabe empleado en este análisis fué uno del último paso del rotor de baja presión (LP) de una turbina, por lo que la influencia de la temperatura en los cálculos no está incluida.

CONCLUSIONES

1. El elemento viga puede emplearse para modelar álabes largos para calcular las frecuencias naturales con un programa de elemento finito de uso general.

2. Este modelo es válido tanto para un sólo álabe largo, como para un grupo de álabes largos conectados por alambres de sujeción.

3. El modelo del álabe con elemento viga refleja con buena aproximación el comportamiento dinámico del álabe obtenido experimentalmente.

REFERENCIAS

1. Lozano G.A., Yrigoyen L.O., "Determinación de esfuerzos máximos en álabes de Turbinas de Vapor", Memorias del IX Congreso Academia Nacional de Ingeniería, pp 404-409, México, 1985.
2. Lackowski, R., "Drgania elementow turbin cieplnych", Wydawnictwa Naukowe Techniczne Warszawa, 1974.
3. Bishop, R.E.D., Gladwell, G.M.L., Michaelson, S., "The matrix analysis of vibration", Cambridge University Press, pp 209-211, 1979.
4. Bernante, R., Magheschi, P., "Effect of packeting on turbine blades vibrations", Internal Conference on -Rotordynamics Problems in Power Plants, Roma, Sep. 28 - Oct. 1., 1982.
5. Vargo, J., "Steam turbine blade design", Turbine Technology Report, 1982 (Reporte No. ST-3).