

Análisis de turbina de vapor para estimación de características dinámicas de cojinete de gas

Jorge Enrique **Aguerreberre**^{1,2}
Víctor **Solórzano**¹
Oscar **De Santiago**¹

¹ETU i+D S.A. de C.V.
CP 76148, Querétaro.
MÉXICO

²Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial
76125, Querétaro.
MÉXICO

correo electrónico (email):
victor.solorzano@etu.mx
jorge.aguerreberre@etu.mx
oscar.desantiago@etu.mx

Recibido 27-11-2018, aceptado 28-02-2019.

Resumen

Las tendencias actuales en el diseño moderno de turbomaquinaria apuntan a una operación libre de aceite, haciendo uso de tecnologías verdes. Una de estas tecnologías son los cojinetes de gas de grafito poroso. El presente trabajo describe el desarrollo de un modelo rotodinámico de un rotor de turbina de vapor capaz de predecir las formas modales libres hasta la segunda forma modal a 181 Hz (10 kcpm). Este análisis se complementa con un estudio de las características dinámicas de rigidez y amortiguamiento que deben poseer los cojinetes de gas de grafito poroso para que el sistema rotor-cojinetes sea considerado como críticamente amortiguado de acuerdo a la norma API 684 (sistema con factor de amplificación menor a 2.5). Se propone una rigidez de 31 000 lbf/plg y un amortiguamiento de 32 lb-s/plg. Los resultados de este trabajo son promisorios para el buen comportamiento dinámico de la máquina en operación y son útiles para el diseño de turbomaquinaria que funciona con cojinetes de gas de grafito poroso.

Palabras clave: rotodinámica, cojinetes de gas, turbomaquinaria, grafito poroso.

Abstract

(Analysis of a Steam Turbine for Estimation of Coefficients of a Gas Bearing)

Current trends in modern turbomachinery design point towards oil-free operation, making use of green technologies. One of these is porous graphite gas bearings. The present work describes the development of a rotodynamic model of a steam turbine rotor capable of predicting free modal shapes up to the second mode at 181 Hz (10 kcpm). The rotodynamic analysis is complemented with a study of the dynamic characteristics (stiffness and damping) that the gas bearings must have so that the rotor-bearings system is considered as a critically damped system (according to the API standard 684). A direct stiffness of 31000 lbf/in and a direct damping of 32 lb-s/in are proposed. Results of this work are promising for the proper operation of the machine and are useful for the design of turbomachinery supported by porous graphite gas bearings.

Index terms: rotodynamics, gas bearings, turbomachinery, porous graphite.

1. Introducción

Los cojinetes de gas, como los cojinetes lubricados por líquido o grasa, pueden ser autoactuados (hidrodinámicos), o presurizados externamente (hidrostáticos). En un cojinete hidrodinámico la carga es soportada por una cuña de gas formada por un movimiento tangencial relativo entre dos superficies. El cojinete hidrostático es presurizado externamente y soporta una carga debido a la presión de gas que se suministra desde una fuente externa [1]. En el caso de los cojinetes de gas de grafito poroso, son presurizados externamente. La Fig. 1 muestra una distribución uniforme del flujo de gas a través del cojinete resultando en una mayor capacidad de carga.

Los cojinetes de gas tienen un coeficiente de fricción bajo cuando el equipo rotativo está operando (debido a la componente hidrodinámica de su funcionamiento) y el coeficiente de fricción es prácticamente cero cuando no existe movimiento

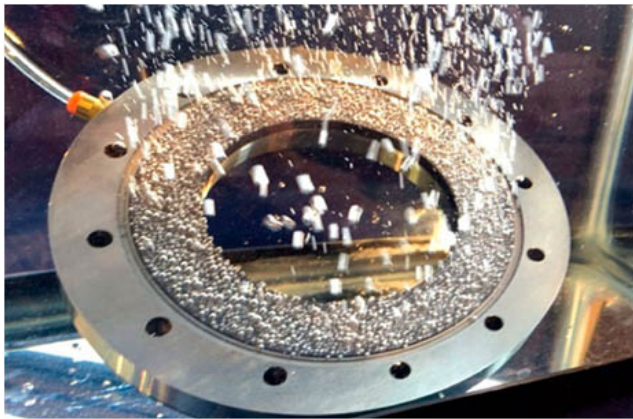


Fig. 1. Burbujas de aire emergiendo de un cojinete de gas de grafito poroso [2].

relativo entre el cojinete y el rotor (debido a la componente hidrostática), por lo cual los cojinetes de gas son muy efectivos durante arranque y paros de las maquinarias [1]. Cabe destacar que este tipo de cojinetes pueden presentar las inestabilidades típicas de un cojinete hidrodinámico (*whirl and whip*).

En este trabajo se realiza un análisis rotodinámico a un rotor de turbina de vapor con velocidad de operación de 7500 rpm similar al rotor usado en turbinas de vapor pequeñas para servicios auxiliares (usadas en sistemas de lubricación para turbinas y compresores de mayor tamaño), con el objetivo de conocer sus frecuencias naturales y formas modales para poder aproximar las características dinámicas de rigidez y amortiguamiento que debe tener el cojinete de gas de grafito poroso para que la turbina de vapor no cruce ninguna velocidad crítica durante su puesta en marcha (bajo el criterio de la norma API 684 [3]).

Una frecuencia natural de una máquina puede llegar a considerarse una velocidad crítica dependiendo del amortiguamiento y de la amplitud de la vibración cuando el sistema rotor-cojinetes está resonando. Se considera que un sistema dinámico esta resonando cuando el sistema opera a la misma velocidad que una de sus frecuencias naturales.

Para que una frecuencia natural sea considerada una velocidad crítica el factor de amplificación del sistema debe ser mayor o igual a 2.5, en caso contrario se considera que el sistema es críticamente amortiguado (de acuerdo a la norma API 684). El

factor de amplificación está directamente relacionado al nivel de amortiguamiento que presentan los cojinetes del sistema, lo cual permite realizar una aproximación por medio de métodos numéricos para saber si la frecuencia natural de un sistema rotor-cojinetes es una velocidad crítica.

El método de análisis para obtener las frecuencias del rotor es el método de elementos finitos de Nelson [4] aplicado para vigas de tipo Timoshenko y detallado por Childs [5]. El método de análisis está implementado en el programa XLTRC2 usado para los resultados presentados en este reporte [6].

2. Desarrollo

Para la modelación dinámica, el rotor de la turbina de vapor es seccionado en una serie de vigas circulares que se convierten en elementos del modelo discretizado.

La Fig. 2 muestra la sección principal del rotor de la turbina el cual es modelado con 41 elementos (42 estaciones en total). La Fig. 2 muestra también la localización de los cojinetes como soportes elásticos (resortes) en las estaciones 9 y 32. El diámetro de los muñones es de 1.932 plg. y tienen una longitud de 2 plg.

La Tabla 1 muestra el resumen del modelo rotodinámico completo con todos sus componentes giratorios.

En la Tabla 2 se muestran los elementos que se ensamblan al eje principal del rotor, así como sus características de masa, momentos de inercia, momentos transversales y una descripción del elemento. Estos elementos se representan en la Fig. 2, como los pares de círculos en color amarillo claro.

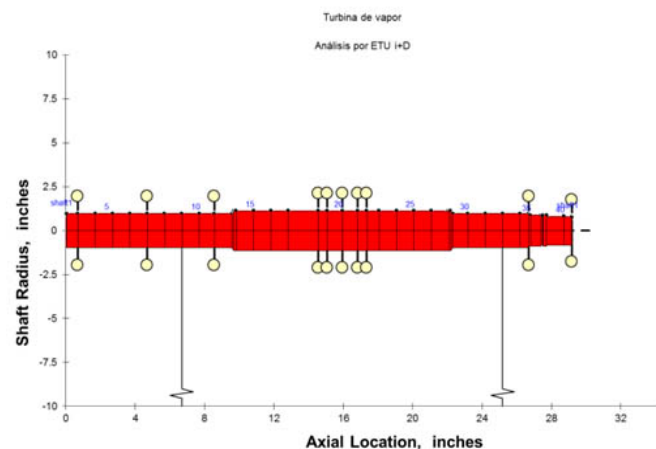


Fig. 2. Figura del modelo rotodinámico del rotor de turbina de vapor.

Tabla 1. Resumen del modelo rotodinámico del rotor de turbina de vapor.

Longitud total plg	Masa total lbm	CG plg	It total lbm-plg ²	Ip total lbm-plg ²
29.18	114.27	15.26	5330.12	2015.87

Tabla 2. Listado de masas e inercias agregadas.

ESTACIÓN #	MASA AGREGADA lbm	Ip AGREGADA lbm-plg ²	It AGREGADA lbm-plg ²	DESCRIPCIÓN
3	6.24	18.11	13.85	Medio cople
7	0.96	1.49	0.98	Aislador de chumacera
11	0.96	1.49	0.98	Aislador de chumacera
18	0.13	0.21	0.10	Candado
19	35.23	939.48	471.62	Disco 1
20	0.52	0.82	0.45	Espaciador
21	36.95	1029.03	516.48	Disco 2
22	0.13	0.21	0.10	Candado
34	0.96	1.49	0.98	Aislador de chumacera
42	4.74	8.55	6.56	Cuerpo disparo

Se realiza el análisis para obtener la respuesta libre-libre del modelo, en la Fig. 3 se puede apreciar el mapa de frecuencias naturales para la respuesta libre-libre del rotor con todos sus elementos. De igual forma, en la Fig. 4 se presenta la correspondiente forma modal para la primera frecuencia predicha (13162 cpm).

Para obtener el mapa de velocidades críticas no amortiguadas se procede a realizar cálculos de frecuencias naturales del rotor completo como funciones de la rigidez dinámica del soporte. Esta rigidez dinámica está definida como la amplitud del vector de impedancia mecánica de los soportes, tal como lo describe la ecuación 1:

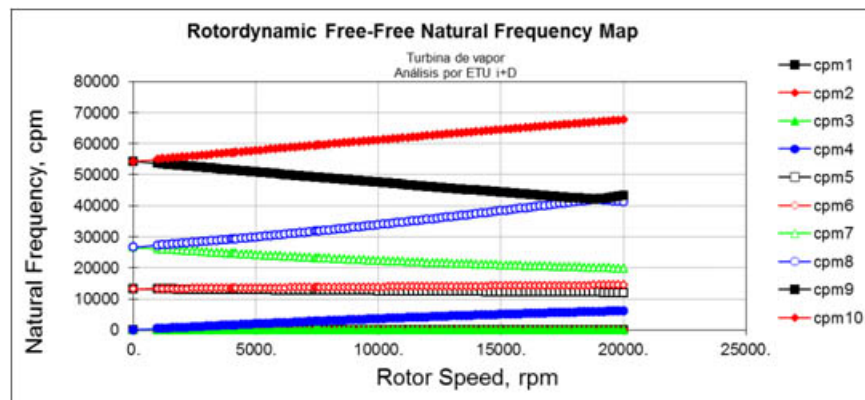


Fig. 3. Mapa de frecuencias naturales para la respuesta libre-libre.

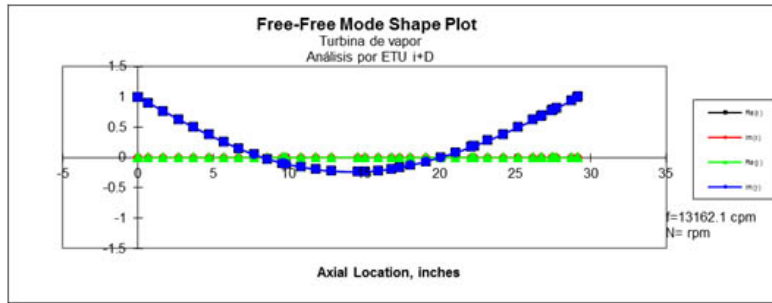


Fig. 4. Forma modal para la primera frecuencia predicha (13162 rpm) del rotor con todos sus elementos.

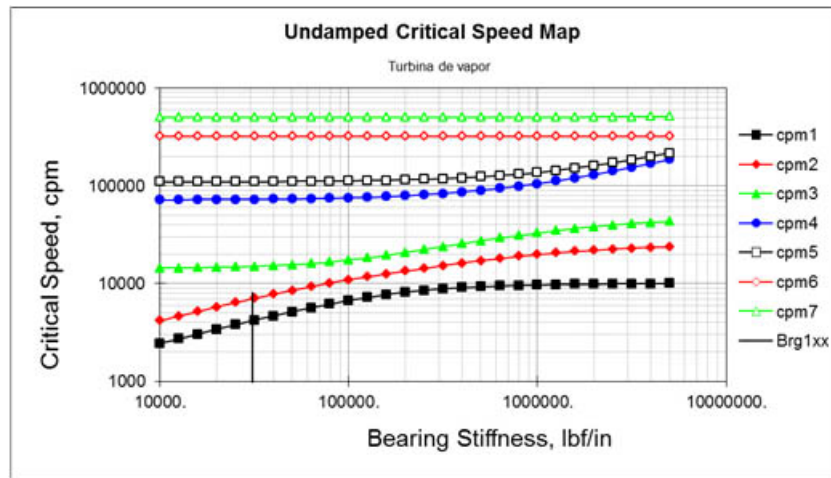


Fig. 5. Mapa de velocidades críticas no amortiguadas para el rotor de turbina de vapor.

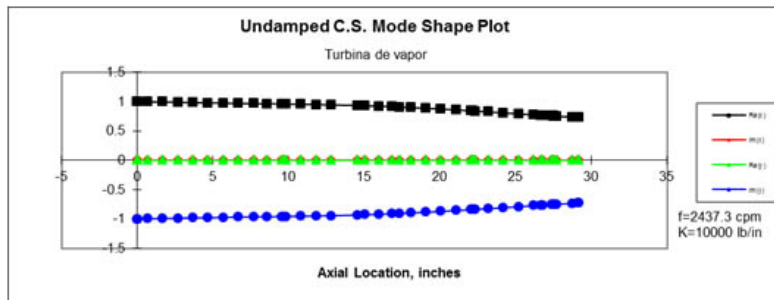


Fig. 6. Primer forma modal del sistema para una rigidez dinámica de 10000 lbf/plg.

$$K_{din} = \sqrt{K^2 + (wC)^2} \quad (\text{lbf/in}) \quad (1)$$

La Fig. 5 muestra el mapa de velocidades críticas no amortiguadas para el rotor de la turbina de vapor. La Fig. 6 y la Fig. 7 muestran las formas modales de los 2 primeros modos de

vibración del sistema rotor-cojinetes para una rigidez dinámica de 10000 lbf/plg y la Fig. 8 y la Fig. 9 para una rigidez dinámica de 100000 lb/plg. Las frecuencias naturales correspondientes están indicadas en las figuras, y van desde 2437.3 cpm (primer modo, mínima rigidez) hasta 10900.9 cpm (segundo modo, máxima rigidez).

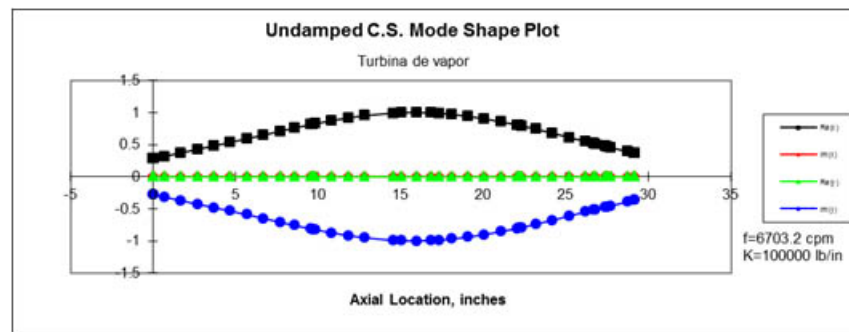


Fig. 7. Segunda forma modal del sistema para una rigidez dinámica de 10 000 lbf/plg.

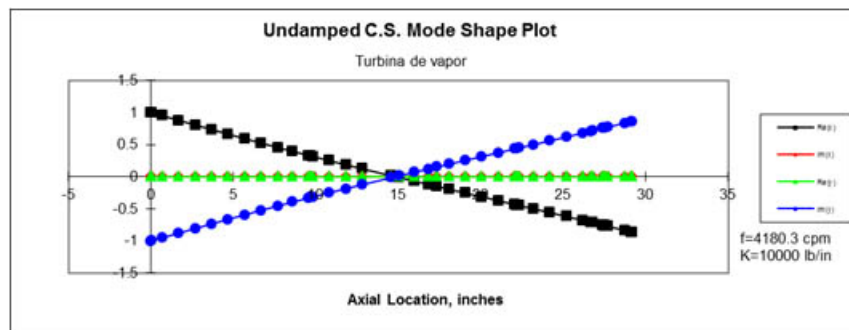


Fig. 8. Segunda forma modal del sistema para una rigidez dinámica de 100 000 lbf/plg.

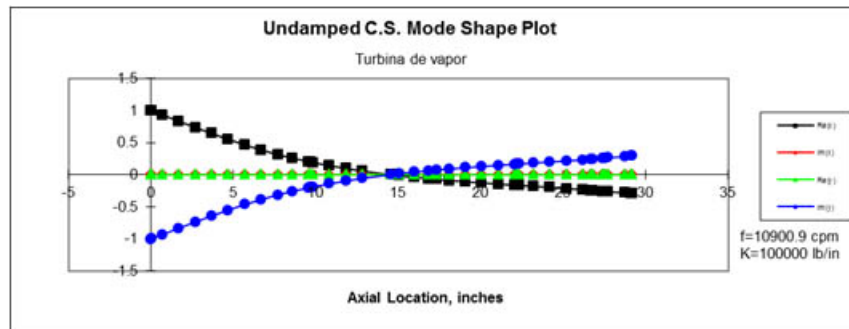


Fig. 8. Segunda forma modal del sistema para una rigidez dinámica de 100 000 lbf/plg.

A partir del comportamiento del rotor se observa que en las primeras dos formas modales del sistema rotor-cojinetes para una rigidez dinámica del cojinete de 10 000 lbf/plg., el rotor tiene mayor rigidez que el cojinete, mientras que cuando la rigidez del cojinete es de 100 000 lbf/plg, el rotor se vuelve flexible, indicando que el cojinete tiene mayor rigidez que el rotor. Para fines de diseño se busca el primer caso (rotor más rígido que el

cojinete) debido a que de ser necesario, es más sencillo agregar amortiguamiento directamente en los soportes. Por lo cual se plantea el uso de cojinetes cuya rigidez sea entre 10 000 lbf/plg y 100 000 lbf/plg. Se propone el valor de 31 000 lbf/plg.

A partir de la ecuación 2 [7] que relaciona el factor de amplificación con la razón de amortiguamiento se calcula que la

razón de amortiguamiento necesaria en el cojinete de gas de grafito poroso es de 0.20.

$$Q_{w=w_n} = 1/2\zeta \quad (2)$$

Donde $Q_{w=w_n}$ es el factor de amplificación para el modo correspondiente a la razón de amortiguamiento ζ . Se procede a calcular la razón de amortiguamiento usando el programa XLTRC y a partir de observaciones empíricas se establecen los coeficientes C_{xx} y C_{yy} (amortiguamiento directo del cojinete en ambas direcciones) a un valor de 32 lb-s/plg para que la razón de amortiguamiento tome el valor deseado para que el factor de amplificación sea menor a 2.5. Como referencia, una chumacera de aceite del tipo de represa de presión (de dimensiones similares) puede tener un amortiguamiento hasta 100 veces mayor al propuesto para el cojinete de gas, por lo que se considera un amortiguamiento razonable.

Una vez establecidos la rigidez del cojinete y los coeficientes C_{xx} y C_{yy} , se continúa el análisis para observar el comporta-

miento del sistema amortiguado. Un resultado importante a tomar en cuenta es el margen de separación de la primera velocidad crítica por arriba de la máxima velocidad de operación continua, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$SM = \frac{\omega_n}{\omega_{mcos}} - 1 \quad (3)$$

donde SM es el margen de separación de la frecuencia ω_n por arriba de la frecuencia máxima de rotación continua ω_{mcos} .

3. Resultados

La Fig. 10 muestra el mapa de velocidades críticas amortiguadas donde se observa que el sistema cruzará por dos frecuencias naturales para llegar a su velocidad de operación (7500 cpm). La primer frecuencia natural del sistema que es excitada por la velocidad de giro se encuentra a 68.3 Hz (4,100 cpm) y la segunda se encuentra a 116.7 Hz (7000 cpm). Note que el análisis predice la tercera frecuencia natural (modo hacia ade-

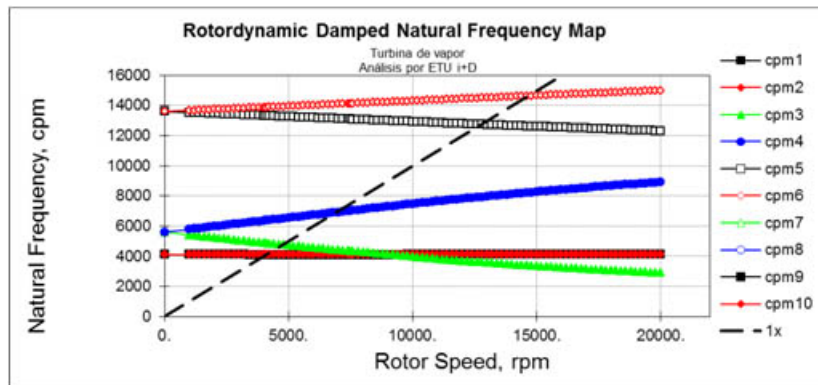


Fig. 10. Mapa de velocidades criticas amortiguadas.

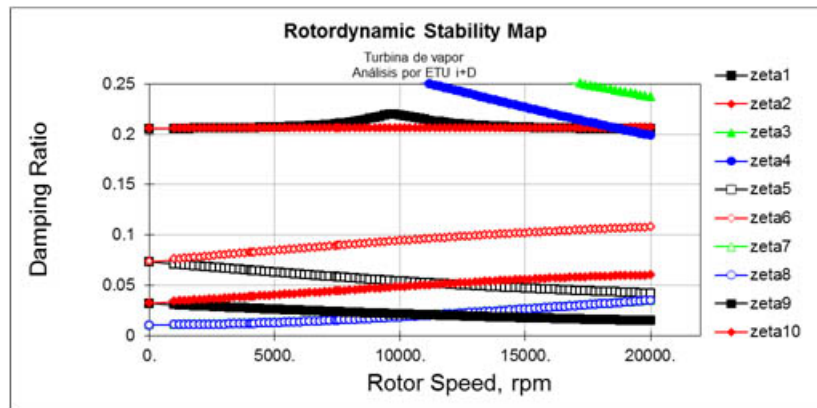


Fig. 8. Mapa de estabilidad dinámica del rotor.

lante) muy por arriba de la frecuencia máxima de giro (cerca de 15000 cpm).

Para observar la estabilidad del sistema se analiza el mapa de estabilidad rotodinámica. La Fig. 11 muestra dicho mapa, en el cual si alguna de las razones de amortiguamiento fuera negativa representaría un sistema inestable. En el sistema actual puede observarse que ninguna razón de amortiguamiento es negativa hasta los 20000 rpm por lo que el umbral de estabilidad de la turbina se encuentra por encima de esta velocidad.

En la Tabla 3 se presentan las características dinámicas del cojinete propuesto mientras que en la Tabla 4 se muestran los factores de amplificación del sistema rotor-cojinete obtenidos a partir de la razón de amortiguamiento y usando la ecuación 2.

La Fig. 12 y la Fig. 13 muestran las correspondientes formas modales para las frecuencias naturales que cruzará el rotor para llegar a su velocidad de operación; en este caso se observa que en ambos modos el rotor es rígido. La Fig. 14 muestra la primera velocidad crítica flexible ocurriendo a 14600 cpm.

Tabla 3. Características dinámicas propuestas para el cojinete de gas de grafito poroso propuesto.

VELOCIDAD (cpm)	K_{xx} (lbf/plg)	K_{yy} (lbf/plg)	C_{xx} (lbf/plg)	C_{yy} (lbf/plg)
4100	31000	31000	32	32
7000	31000	31000	32	32

Tabla 4. Factores de amplificación obtenidos para las frecuencias naturales del sistema.

FRECUENCIA NATURAL (cpm)	ζ	Q	Conclusión
4100	0.205	2.43	No se considera velocidad crítica
7000	0.274	1.82	No se considera velocidad crítica
14600	0.101	4.95	1ª velocidad crítica

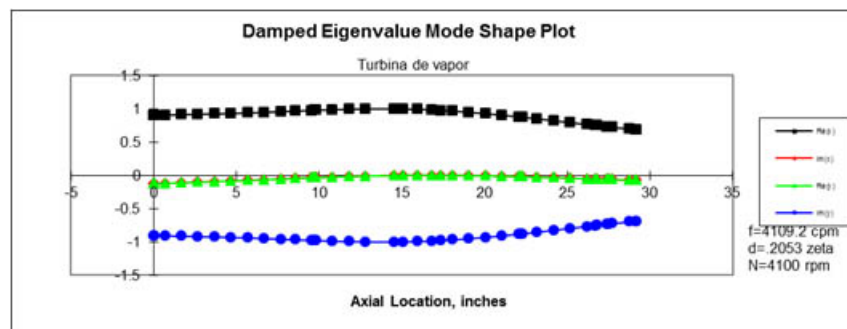


Fig. 12. Forma modal del sistema para su primera frecuencia natural.

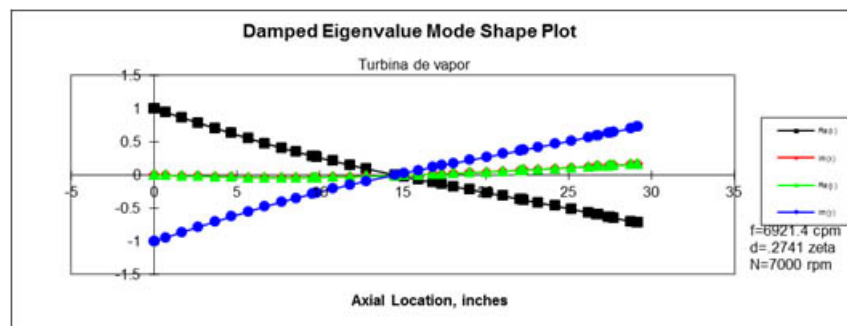


Fig. 13. Forma modal del sistema para su segunda frecuencia natural.

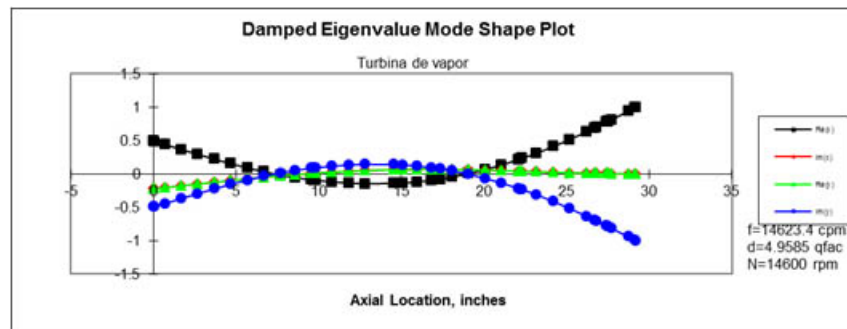


Fig. 14. Forma modal del sistema para su tercera frecuencia natural.

4. Conclusiones

Con el análisis rotodinámico realizado se demuestra que la aplicación de cojinetes de gas en una turbina de tamaño pequeño (turbina de servicios auxiliares) es posible, sin embargo los cojinetes deben cumplir ciertas características de rigidez y amortiguamiento. La presente investigación es conservadora (al limitar la aplicación de los cojinetes de gas a rotores rígidos) y se basa en una turbina con factores de amplificación suficientes para que las frecuencias naturales no sean consideradas velocidades críticas (de acuerdo a los criterios de la norma API 684).

En el mapa de estabilidad dinámica del rotor se observa que se tiene un umbral de estabilidad mayor a 20000 rpm, lo cual es suficiente para operar el equipo de manera satisfactoria.

Los factores de amplificación obtenidos en las dos primeras frecuencias naturales son menores de 2.5, por lo cual, según la norma API 611 y 684 [3], [8], en ambas frecuencias el sistema es considerado como cítricamente amortiguado y por lo tanto el sistema no cruzará por ninguna velocidad crítica (resonancia) para llegar a su velocidad de operación. Adicionalmente, las formas modales de ambas frecuencias naturales que cruza el sistema corresponden a movimientos de cuerpo rígido y por lo tanto es más sencillo disipar la energía al agregar amortiguamiento en los soportes.

La tercera frecuencia natural (14600 cpm) se convierte en la primera velocidad crítica (de acuerdo al criterio de API 684). Para esta frecuencia natural, el rotor se comporta de manera flexible y el factor de amplificación es aceptable. Sin embargo, esta frecuencia natural se encuentra por arriba del rango de operación de la presente turbina. El margen de separación

calculado para esta velocidad crítica es de 94.6% mientras que la norma API 684 menciona que el necesario es de al menos 23%, indicando que podemos operar la turbina bajo los requerimientos de esta norma.

Agradecimientos

Los autores agradecen a Especialistas en Turbopartes S.A. de C.V. por el apoyo del personal y la información proporcionada para llevar a cabo este trabajo, así como al CONACYT, específicamente al Programa de Estímulos para la Innovación (PEI) por el recurso otorgado al proyecto número 253586.

Referencias

- [1] B. C. Majumdar, *Externally Pressurized Gas Bearings: A Review*, Suiza: Elsevier Sequoia, 1980.
- [2] D. Devitt, *Pumps & Systems*, 2017. [En línea]. Available: <https://www.pumpsandsystems.com/seals-sealing-components->. [Último acceso: septiembre 2018].
- [3] American Petroleum Institute, *Publication RP 684*, 1st ed., 1996.
- [4] H. D. Nelson, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", *Journal of Mechanical Design*, vol. 102, pp. 793-803, 1980.
- [5] D. Childs, *Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling and Analysis*, New York: John Wiley and Sons, Inc., 1993.
- [6] Turbomachinery Laboratory, *XLTRC2TM Suite*, USA: Texas A&M University, 2018.
- [7] C. De Silva, *Vibration and Shock Handbook*, New York, Taylor & Francis Group, 2005, pp. 65-66.
- [8] American Petroleum Institute, *Publication 611*, 4a ed., 1997.