

EFFECTO ROTODINAMICO DE LA SUSTITUCIÓN DE SELLOS DE ACEITE POR SELLOS SECOS EN UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

(Extraído y editado de las memorias del V Congreso y Exposición Latinoamericana de
Turbomaquinaria, Noviembre 1995)

AUTOR

J. Fernando Baquero H.

Arturo Merino T.

Oscar C. De santiago D.

Dirección de Procesos Energéticos
CIATEQ A.C.
Querétaro, Qro. México

Luis San Andres

Mechanical Engineering Department
Texas A&M University
College Station, Texas. USA

RESUMEN

El concepto de sellado se ha desarrollado paralelamente al diseño de turbomáquinas de mayor eficiencia y densidad de potencia. Esta exigencia asocia el logro de sistemas de sellado de óptimo comportamiento y confiabilidad bajo altas presiones y velocidades de operación. Dentro de los sellos actuales utilizados para los extremos de la carcasa de los compresores centrífugos se encuentran, entre otros, los sellos de aceite de anillo flotante (sellos húmedos) y los sellos de gas (sellos secos). El mantenimiento de los sellos de aceite ha sido tradicionalmente uno de los problemas más recurrentes en equipos centrífugos de compresión, razón por la cual existe una tendencia a la sustitución de los sellos húmedos por los sellos secos.

En este trabajo se presenta la predicción de los efectos rotodinámicos que implica el cambio de sellos originales húmedos por sellos secos en un compresor centrífugo de 4 impulsores operando en una planta hidrodesulfuradora, cuya velocidad de operación es de 8000 rpm. Se describe brevemente el funcionamiento de los sellos, algunas de sus características, se modelan sus efectos dinámicos y se presenta el análisis comparativo de la estabilidad del rotor a partir de un análisis lateral del sistema rotor-sellos-

chumaceras. La influencia dinámica de los sellos se analizó en las condiciones extremas de sellos libres y sellos bloqueados (excentricidad $e=0$) y para los sellos secos se tomó en cuenta la influencia de las masas adicionales de sus partes móviles. Finalmente se hacen algunas recomendaciones para llevar a cabo la sustitución confiable de sellos desde el punto de vista rotodinámico.

INTRODUCCIÓN

En principio, el propósito de los sellos es minimizar o prevenir las fugas de gas. La selección de un tipo de sellos se determina por la cantidad de fugas permitidas, el tipo de gas siendo comprimido y la presión de operación del compresor. Los sellos de la flecha, localizados en cada extremo del compresor se utilizan para separar la corriente principal de gas de la zona de chumaceras. Los sellos de aceite de anillo flotante son sellos mecánicos de contacto, cuyos niveles acumulados de fugas implican altos costos anuales. En los sellos secos, la interfase de sellado es una película muy delgada de gas que genera mucho menos calor por fricción que cuando existe película de aceite o contacto. Los sellos secos han logrado reducir notablemente estas pérdidas, además de los costos de accesorios

de instalación, operación y mantenimiento. En la tabla 1 se resumen algunas diferencias resultantes de la aplicación de sellos húmedos contra aplicación de sellos secos.

Estas últimas características han marcado la directriz hacia la instalación de sellos secos, incluida la actualización de turbomaquinaria que opera con sellos húmedos. Las bondades de este sistema de sellado han sido ampliamente difundidas. Sin embargo, cada vez que se modifica el rotor de un compresor de alta velocidad es importante verificar que se cumplan los márgenes de la velocidad crítica y la amplitud permisible de respuesta al desbalance residual, recomendados por el Estándar API 617, Quinta Edición de Abril de 1988. Por lo tanto, se sugiere llevar a cabo un análisis roto dinámico para evaluar las implicaciones del cambio efectuado. Puesto que normalmente el cambio de sellos húmedos por sellos secos involucra eliminar la influencia del anillo flotante de los sellos de aceite e introducir cambios en la masa total del rotor, se procede a realizar un análisis rotodinámico. En este trabajo se presenta un caso de análisis real, con el cual se ilustra la influencia del cambio de sellos sobre la respuesta dinámica del rotor.

SELLOS LATERALES

Un compresor centrífugo multietapas, tiene que sellar básicamente en dos regiones (fig. 1), dentro del compresor, entre los impulsores (ojo y espada de cada impulsor) y hacia el exterior del compresor, para que el gas manejado no salga a la atmósfera (sellos laterales).

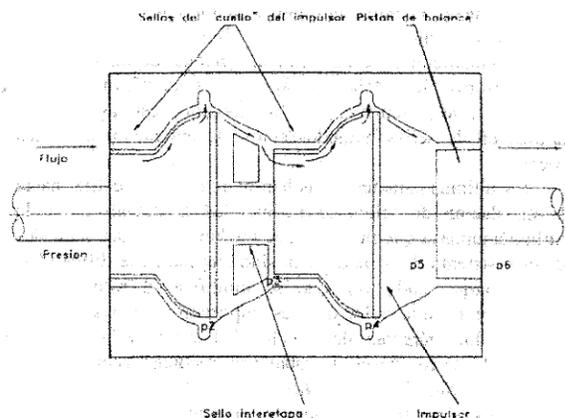


FIG.1 ZONAS BÁSICAS DE SELLADO EN UN COMPRESOR CENTRÍFUGO (VANCE 1988)

Los sellos internos del compresor son típicamente del tipo laberíntico. Estos sellos tienen cierta influencia rotodinámica debida a la acción del gas dentro de las ranuras, las cuales sirven para hacer que la presión caiga dentro del sello y de esta manera se reduzca el flujo de gas.

Sellos de aceite

Un sello de aceite de anillo flotante típico se ilustra en la fig. 2. En este sello, se inyecta aceite a presión, creando una barrera de aceite (región señalada en gris en la figura) que impide que el gas escape del compresor impidiendo su paso a través del sello. El anillo flotante a la salida del sello por la parte de baja presión puede desplazarse radialmente vibrando con el rotor, pero no gira con él, por lo tanto su velocidad angular es cero. El anillo de carbón soporta el desgaste debido a la fricción que un componente fijo (el manguito de contacto) induce sobre el, a través de un juego de resortes que lo empujan para sellar la cavidad de aceite. El proceso puede o no requerir del uso de gas "buffer". De esta manera se logra separar la cámara de aceite de la zona de gas y de la atmósfera.

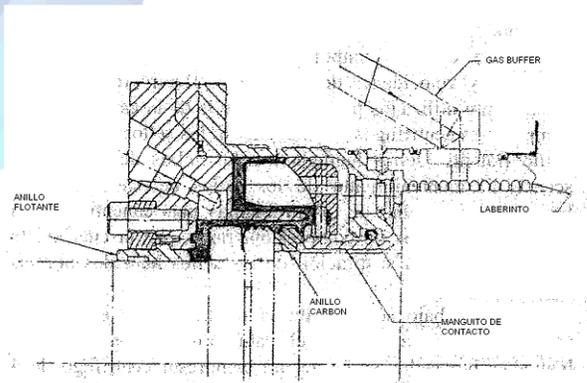


FIG.2 CONFIGURACIÓN DE UN SELLO DE ACEITE

TABLA 1. ANALISIS COMPARATIVO DEL FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR CON LOS DOS TIPOS DE SELLOS (DE REF [1]).

	Sellos húmedos	Sellos secos
Costo de los sistemas de apoyo del sello de aceite	Bombas, tanques, filtros, trampas enfriadores, consolas	Ninguno
Consumo de aceite de sellado	1-100 galones/día	No necesita
Costo de mantenimiento	Carga grande durante la vida del equipo	Despreciable
Costo energético	Pérdida de potencia: 10-30 HP Bombas: 20-100 HP	1-2 HP
Fugas del gas de proceso	25 SCFM ó más	Menos de 2 SCFM
Contaminación de aceite	De tuberías: Altos costos de limpieza. De proceso: Purgado caudalizado	Ninguno
Aplicaciones tóxicas y corrosivas	Consumo de gas de apoyo (N ₂): 40-70 SCFM	2-4 SCFM
Paros no programados	Altos costos	Muy confiable
Arranques abortados	Frecuentes	Raros

Sellos Secos de Gas

Los sellos secos de gas se componen básicamente de 2 partes: un anillo giratorio con ranuras confrontado con un anillo primario no rotatorio, comprimido axialmente por un resorte (fig. 3)

En estos sellos, la precisión y el acabado de los elementos son muy importantes, pues las ranuras del anillo rotatorio tienen profundidades típicas de 0.1 a 0.4 mils. Se tiene así mismo espesores de películas normales de gas de 0.1 a 0.3 mils.

El principio de operación de un sello seco se basa en el equilibrio de las fuerzas hidrostáticas e hidrodinámicas presentes. Bajo presión, las fuerzas ejercidas son hidrostáticas y están presentes independientemente de que el rotor este o no estacionario. Las fuerzas hidrodinámicas son generadas únicamente bajo rotación e inducidas por las ranuras espirales del anillo giratorio. El aumento de presión originado empuja el anillo primario y lo obliga a separarse del anillo rotatorio. Entonces, se forma una película de gas de alta presión que impide que el gas escape del otro lado del sello. Sin embargo las fugas no se eliminan completamente (ver tabla 1) y por lo tanto surge la necesidad de usar más de un sello, si la aplicación así lo requiere.

Existen varias formas de montar sellos secos según los requerimientos de seguridad en el sellado. Los montajes pueden ser sencillos, en tandem, triples, doble opuestos o sin elastómero (Shah, 1988). Estos últimos sirven

para aplicaciones de alta temperatura, mientras que los demás enfrentan diferentes exigencias de sellado. Debe estudiarse primeramente, cuales son estas exigencias para realizar una sustitución de sellos adecuada.

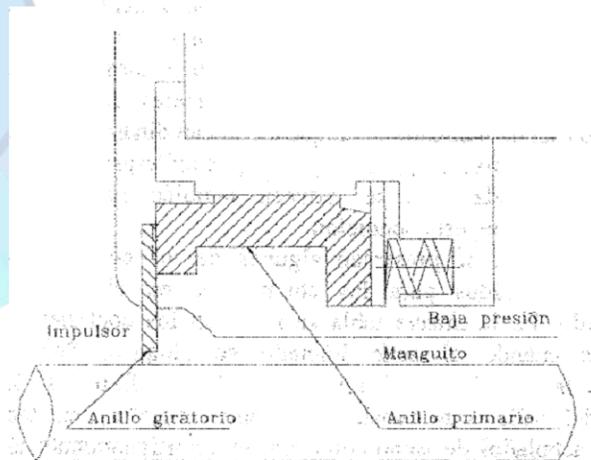


FIG. 3 COMPONENTES PRINCIPALES DEL SELLO SECO.

INFLUENCIA ROTODINAMICA DE LOS SELLOS

Efectos Rotodinámicos del sello húmedo

El anillo flotante en los sellos húmedos tiene libertad para moverse, pero está sujeto a la fuerza de fricción deslizante ejercida sobre el rotor sobre la pared de la ranura. Esta fuerza de fricción se incrementa con la caída de presión a lo largo del anillo, la cual la empuja contra la pared de la ranura. Si la fuerza de fricción se vuelve excesiva, el anillo se bloquea

a cierta excentricidad y actúa como chumacera.

Cuando los sellos de aceite trabajan apropiadamente, pueden tener un efecto favorable en cuanto a la atenuación de la respuesta al desbalance de la velocidad crítica (Vance 1988). Cuando el anillo flotante se bloquea a cierta excentricidad puede inducir la inestabilidad rotodinámica conocida como "Oil Whip". Para suprimir la inestabilidad del sistema bloqueado, la longitud hidrodinámica axial efectiva del anillo puede reducirse, pero esto también tenderá a disminuir el efecto de amortiguamiento en la respuesta al desbalance del rotor a la velocidad crítica. De hecho, en este artículo se muestra cómo la condición de sello bloqueado no recomendable desde la perspectiva de operación, es la más favorable desde del punto de vista rotodinámico, ya que el gran amortiguamiento obtenido en el caso presentando, incrementa la estabilidad del sistema en un alto porcentaje (hasta 80% en el decremento logarítmico)

Efectos Rotodinámicos del Sello Seco

Puesto que los sellos secos actúan de manera muy similar a una chumacera axial, sus efectos sobre los coeficientes de rigidez y amortiguamiento radiales son insignificantes, lo que hace que sean ignorados en los análisis. El anillo giratorio y de los dispositivos de sujeción de este (manguitos, separadores y tuercas de fijación), tienen solamente efectos rigidizantes e inerciales. Este sello no provee efectos amortiguantes, lo cual lo descarta por sí mismo como elemento estabilizador de un rotor. De hecho Zeidan (1993) muestra como un compresor trabajando con sellos húmedos en la frontera entre estabilidad e inestabilidad, se tornaba inestable cuando se cambiaba al sistema de sellado a sellos secos. La solución en ese caso se enfocó al cambio de sello de laberinto en el pistón de balance por sellos de panal que inducen mayor amortiguamiento que los de laberinto. Finalmente, el sistema operó satisfactoriamente con un arreglo de sellos de panal y sellos secos.

ANÁLISIS ROTODINAMICO

El análisis rotodinámico realizado a un compresor centrífugo de una planta petroquímica que maneja una mezcla de gases para hidrodesulfuración muestra los efectos del cambio de sus sellos de flecha. El análisis

fue hecho con el rotor con sello de aceite bajo condiciones normales de operación y bajo condiciones de bloqueo del anillo flotante a excentricidad cero así como con los sellos secos.

El análisis lateral consistió de un análisis libre-libre, un análisis de eigenvalores no amortiguados y un análisis de respuesta de desbalance.

Modelación

La flecha del compresor tiene una longitud total de 64.93 pulgadas y fue modelada como una serie de elementos tipo viga. El rotor fue dividido en 51 estaciones. Los impulsores están localizados en las estaciones 24, 27, 30 y 33. El pistón de balance en la estación 35 y los sellos de aceite en las estaciones 10 y 43

El rotor está soportado sobre chumaceras basculantes de 5 zapatas con carga entre zapatas (LBP) y localizadas en las estaciones 8 y 45. Se obtuvieron los coeficientes dinámicos de rigidez y amortiguamiento de las chumaceras, de los sellos entre impulsores, de los sellos del ojo del impulsor y de los sellos laterales para la condición de bloqueo (para la condición normal no son necesarios), localizando su efecto en las estaciones correspondientes.

En la figura 4 se muestran los modelos obtenidos. La figura 4(a), es el rotor con sellos húmedos y la figura 4(b) con sellos secos.

La cantidad de desbalance utilizada en la modelación para el análisis de la respuesta al desbalance, fue la máxima permisible según la norma API 617

$$Ub = 5 \left[\frac{5634Wr}{N_{mc}^2} \right]$$

Donde: Wr es el peso del rotor en libras (678), N_{mc} es la velocidad máxima continua en rpm (10932) y Ub es la cantidad de desbalance en oz-in (1.59 oz-plg).

El modelo se validó confrontando los resultados del modelo libre-libre del rotor con el ensayo de vibración libre, realizado mediante impacto sobre un rotor disponible de refacción. La diferencia entre la frecuencia modelada y medida fue de 2.2%

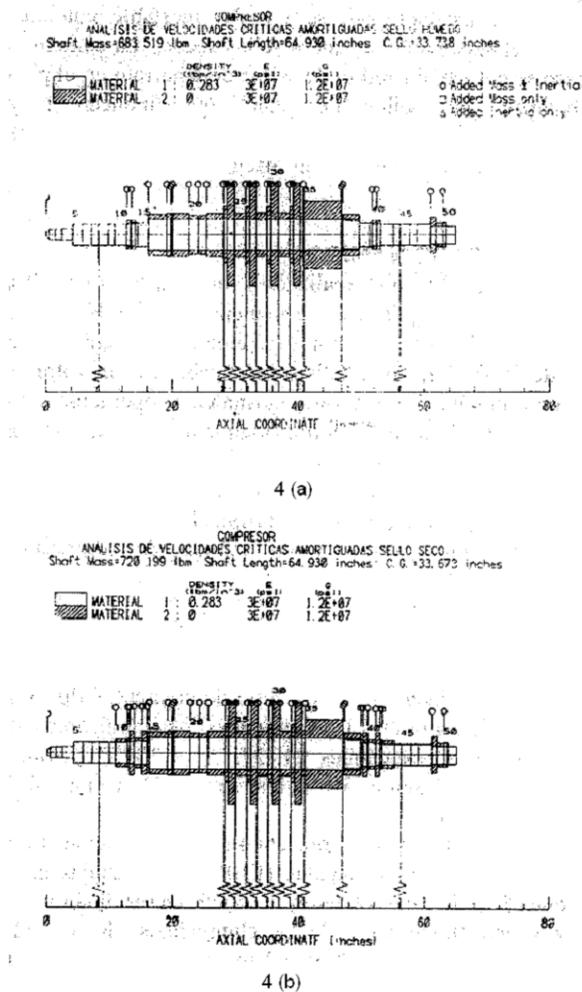


FIG. 4 MODELACIÓN DEL ROTOR CON LOS 2 TIPOS DE SELLOS LATERALES.

Coefficientes dinámicos

La modelación de las características dinámicas de los apoyos y de los sellos se basa en los modelos del flujo de aceite derivados de la ecuación de Reynolds y de las ecuaciones de Navier-Stokes. Mucho trabajo teórico y de laboratorio se ha realizado para conocer con mayor precisión los coeficientes de la película de aceite y gases.

De manera básica, una película de aceite induce fuerzas lineales de rigidez y amortiguamiento cuando el centro del muñón orbita dentro de la chumacera. Se ha encontrado que debido al comportamiento de la película de aceite, resulta que desplazamientos en el eje x inducen fuerzas en el eje y y viceversa. Este fenómeno se conoce como efecto cruzado acoplado y a los coeficientes de rigidez y amortiguamiento

inducidos se les conoce como coeficientes cruzados acoplados.

Las chumaceras de zapatas basculantes son preferidas en el diseño de turbomaquinaria, porque eliminan los coeficientes cruzados acoplados, los cuales pueden inducir inestabilidad. Dicha condición es común en las chumaceras cilíndricas. Cuando los sellos húmedos se bloquean, actúan dinámicamente como dichas chumaceras, por lo que no puede desprejarse su efecto. Afortunadamente se inducen también fuerzas de amortiguamiento en esta condición.

En la tabla 2 se presentan algunos de los coeficientes dinámicos obtenidos para las chumaceras en el análisis mencionado. En la misma tabla se incluyen los coeficientes generados cuando el sello húmedo se bloquea. Surgen entonces, las siguientes observaciones: Los coeficientes de rigidez del sello son considerablemente menores, existen cruzados acoplados de signo contrario y el amortiguamiento es del mismo orden de magnitud que el de las chumaceras.

Resultados Obtenidos por el Cambio de Sellos

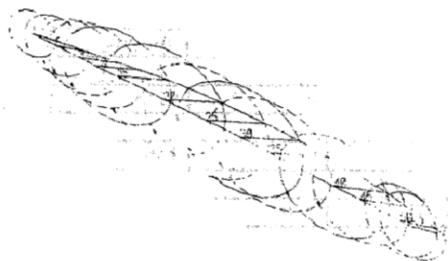
Los resultados obtenidos para las frecuencias naturales del rotor y el parámetro de estabilidad (decremento logarítmico) se muestran en la tabla 3, en complemento con las formas modales de la figura 5.

Obsérvese que la tendencia en las frecuencias naturales del rotor con sellos húmedos bloqueados es decremental con respecto a los húmedos libres, mientras que con los sellos secos, la tendencia es incremental. El primer resultado se explica, de manera básica, por la relación de frecuencia natural amortiguada ω_d en términos de la frecuencia natural no amortiguada ω_n y del factor de amortiguamiento :

$$\omega_d = \frac{\omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}}{2\pi}$$

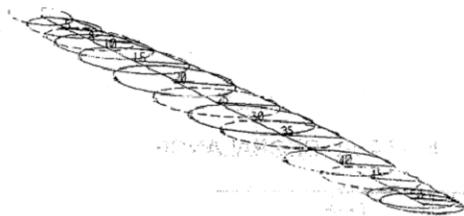
El ligero aumento de frecuencias con los sellos secos puede explicarse por el efecto rigidizante que le inducen los nuevos elementos del sello (en especial, los manguitos, pues se trataba de dos arreglos en tándem)

ROTOR DYNAMIC MODE SHAPE PLOT
COMPRESOR
ANALISIS DE VELOCIDADES CRITICAS AMORTIGUADAS SELLO HUMEDO BLOQUEADO
ANALYSIS POINT: ROTOR SPEED = 8000.0 RPM
NAT FREQUENCY = 5772.57 cpm, LOG DEC = 0.8395
ORIENTATION OF CREDIT FORWARD PRECESSION



5(a)

ROTOR DYNAMIC MODE SHAPE PLOT
COMPRESOR
ANALISIS DE VELOCIDADES CRITICAS AMORTIGUADAS SELLO SECO
ANALYSIS POINT: ROTOR SPEED = 8000.0 RPM
NAT FREQUENCY = 5862.83 cpm, LOG DEC = 0.648
ORIENTATION OF CREDIT FORWARD PRECESSION



5(b)

FIG. 5. FORMAS MODALES PARA LA PRIMERA FRECUENCIA NATURAL. SELLOS HUMEDOS Y SELLOS SECOS.

Las tendencias en el decremento logarítmico para cada uno de los modos de vibración están claramente marcadas, y son resultado de los coeficientes mostrados en la tabla 2.

En la tabla 4 se resumen los resultados obtenidos para las velocidades críticas obtenidas de la respuesta al desbalance. En esta tabla se observa cómo los sellos húmedos libres son los que inducen una respuesta más desfavorable respecto a la amplitud máxima.

CONCLUSIONES

Se ha descrito algunas de las ventajas de la operación de los sellos secos húmedos. Además, se ha discutido brevemente el efecto

del bloqueo del anillo flotante de los sellos húmedos rotodinámicos para cada caso considerado en el análisis.

Dado que el compresor operaba con buen margen de estabilidad, el cambio por sellos secos produjo cambios marginales de las velocidades críticas de las frecuencias naturales y del parámetro de estabilidad (decremento logarítmico). Consecuentemente, los márgenes de separación de la primera y segunda velocidad crítica respecto a la velocidad de operación normal tampoco se alteraron sustancialmente, comprobándose que cumplen con las especificaciones sugeridas por la norma API 617.

La ganancia de estabilidad del sistema rotor-sellos-chumaceras para el caso de sellos húmedos bloqueados puede explicarse debido a la capacidad amortiguadora adicional que imprime la película de aceite del anillo bloqueado trabajando como chumacera.

Para el compresor en cuestión se concluye que el cambio de sellos húmedos por sellos secos no alteró de manera significativa la dinámica del rotor. Sin embargo es recomendable llevar a cabo un análisis lateral cuando el rotor opera cerca de su margen de estabilidad, pues pueden generarse problemas que alteren sustancialmente la operatividad de la turbomaquinaria.

Puesto que los sellos secos no proveen mayor amortiguamiento, se deben buscar una solución complementaria cuando dicho problema se presenta. En especial, es recomendable explorar la posibilidad de la alteración de la geometría de los sellos de laberinto.

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

1. Shah, P., 1988, "Dry Gas Compressor Seals", *Proceedings of the 17th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University.
2. Vance, J. M., 1988, "Rotordynamics of Turbomachinery", Willey Interscience, New York, pp. 230-260.
3. Zeidan, F., Perez, R., Stephenson, E. M., 1993, "The Use of Honeycomb Seals In Stabilizing Two Centrifugal Compressors", *Proceedings of the 22th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University.

4. Pennink, H., 1985, "The Gas Lubricated Spiral Grooved Face Seal In The Process Industry", *Proceedings of the 14th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University.

5. Childs, D. W., 1992, "Turbomachinery rotordynamics", Willey interscience, New York.

6. Greene, R. W., 1989, "Compresores, Selección, Uso y Mantenimiento", Mc Graw

Hill

7. Thompson, W. T., 1989, "Teoría de Vibraciones con Aplicaciones", Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey.

8. Atkins, K. E., Perez, R. X., 1988, "Influence of Gas Seals on Rotor Stability of A High Hydrogen Recycle Compressor", *Proceedings of the 17th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University.

TABLA 2. COEFICIENTES DINAMICOS DE CHUMACERAS Y SELLO HUMEDO BLOQUEADO.

Velocidad rpm	Kxx lb/plg	Kxy lb/plg	Kyx lb/plg	Kyy lb/plg	Cxx lb-s/pulg	Cxy lb-s/pulg	Cyx lb-s/pulg	Cyy lb-s/pulg
Chumacera lado cople								
8000	435700	0	0	365300	168	0	0	0153
Chumacera lado empuje								
8000	472900	0	0	383000	175	0	0	156
Sellos húmedos bloqueados								
8000	23000	74400	-74400	23000	174.4	0.635	-0.635	174.4

TABLA 3. RESULTADOS DEL ANALISIS DE FRECUENCIAS NATURALES AMORTIGUADAS

Rotor con sellos	húmedos libres	húmedos bloqueados	sellos secos
Frec. nat. modo 1 (cpm)	5810 (FP)	5770 (FP)	5870 (FP)
Frec. nat. modo 2 (cpm)	12140 (FP)	11460 (FP)	11570 (FP)
Frec. nat. modo 3 (cpm)	19220 (FP)	19157 (FP)	21450 (FP)
dec. log. modo 1	0.595	0.839	0.648
dec. log. modo 2	1.464	2.562	1.412
dec. log. modo 3	0.341	0.438	0.264

Velocidad: 8000 rpm

FP: Precesión en el sentido de giro del rotor

TABLA 4. RESULTADOS DEL ANALISIS DE RESPUESTA AL DESBALANCE.

Rotor con sellos	húmedos libres	húmedos bloqueados	secos
Vel. crítica (rpm)	5600	5900	5600
Máx. desp. en el centro (mils)	1.68	1.10	1.48