

APLICACIÓN DEL MEF EN LA DETERMINACIÓN DE LAS CAUSAS DE FISURACIÓN DE UN RODETE FRANCIS

Anibal Mirasso* y Leopoldo Millán*

* Industrias Metalurgicas Pescarmona S.A.
Carril Rodríguez Peña 2451, (5501) Godoy Cruz, Mendoza, Argentina. TE: 54-(0261)-4131391
e-mail: mirasso@impsa.com.ar; millan@impsa.com.ar

Palabras clave: Método de Elementos Finitos, Fisuras, Fatiga, Respuesta en Frecuencia.

Resumen. *La aparición de fisuras en rodets Francis de bajo salto es un problema que se remonta a los tiempos de la presa Hoover y Grand Coulee en Estados Unidos. Actualmente permanece vigente en algunos de los grandes emprendimientos hidroeléctricos de Brasil y China. Las causas de estas fisuras han sido discutidas por diversos autores y en general siempre aparece el desprendimiento de vórtices de Von Karman como potencial causal. La realización de modelos numéricos constituye una herramienta sumamente útil para complementar las mediciones en sitio con el propósito de diagnosticar las causas de estos problemas. Se presenta el empleo de método de elementos finitos en la determinación de las tensiones para evaluar la falla por fatiga en este tipo de problema. Se determinan estados de tensiones de tipo estático y modos naturales de vibración que sirven como referencia. Se resuelven las ecuaciones de movimiento en el dominio de la frecuencia para posibles pulsaciones de presión y para desprendimientos de vórtices de Von Karman. Se realizan análisis de fatiga para distintas potenciales causas. Finalmente se obtienen algunas conclusiones*

1 INTRODUCCIÓN

La aparición de fisuras en los alabes de rodets Francis es un problema que se viene discutiendo en la literatura desde hace tiempo atrás. Parmakiany Jacobson¹ han presentado el problema de fisuras en los rodets de la Central Parker en el río Colorado cercana a la reconocida presa Hoover en los años 50. Allí con tres años de operación aparecieron fisuras cercanas a la zona donde el borde de fuga de los alabes se une con la corona. Se llevaron a cabo distintas mediciones y se plantearon soluciones consistentes en la modificación del perfil del borde de fuga de los alabes, inyección de aire y hasta suplementos entre los alabes para aumentar su rigidez. Las mediciones evidenciaron que la primera de las modificaciones fue la más efectiva para resolver el problema. En las discusiones del mismo artículo, distintos autores presentan casos similares en otras centrales de Estados Unidos, incluida la central Grand Coulee, con soluciones similares.

Recientemente, Fisher, et al.² han presentado las acciones que tomó Voith Siemens para resolver el problema sobre la Central Xiaolangdi en China. Allí las fisuras aparecieron con 1000 hs de operación de los rodets. Se desarrollaron mediciones en el sitio, y se implementaron medidas que consistieron en aumentar la rigidez del encuentro borde de fuga de los alabes con la corona, modificación de la forma del borde de fuga, y cambios en los cojinetes. Cada una de estas medidas responde a limitar la acción de causas distintas según la opinión de los autores.

Castro Oliveira et al.³, han presentado las acciones seguidas por Alstom Power para resolver la aparición de fisuras en los rodets de la central Ilha dos Pombos en Brasil, donde el problema fue descubierto con algunos meses de operación de los equipos posterior a su repotenciación. Las acciones correctivas en este caso consistieron en incorporar anillos entre los alabes a modo de aumentar la rigidez de los mismos.

Las causas de la aparición de fisuras en rodets Francis es un tema abierto y de interés actual. IMPSA está llevando adelante el estudio de diagnóstico y solución del problema de fisuras de cuatro rodets Francis situados en el sur de China y de fabricación de ese país.

Se presentan en esta comunicación el empleo de modelos numéricos basados en el programa de elementos finitos MSC/NASTRAN, para la determinación de las causas de la aparición de fisuras de rodete Francis desde el punto de vista mecánico. Se trata de un trabajo que forma parte de una serie de tareas que se están realizando para resolver dicho problema.

En primer lugar se realiza una breve descripción del problema y se plantean las principales acciones que solicitan estructuralmente al rodete Francis. Luego, se presenta el modelo de elementos finitos realizado para la determinación de los estados básicos de tensiones y desplazamientos del rodete; y la determinación de modos naturales de vibración. Posteriormente se discute la posibilidad de analizar el problema en el dominio de la frecuencia y se presenta la respuesta obtenida. Se evalúan las sollicitaciones a fatiga que permiten vincular entre las posibles causas y las fisuras existentes. Finalmente se plantean algunas conclusiones.

2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Se trata de rodetes Francis de 320 MW de potencia máxima y 8 metros de diámetro. Se presentan fisuras severas a lo largo del borde fuga de sus alabes hasta con pérdida de material. En la Figura 1 se muestran las fisuras que se presentan en la zona de unión del borde de fuga del alabe con la corona y que son del orden de los 300 mm de longitud. En la Figura 2 se observa zonas donde existe pérdida de material en la zona media del borde de fuga.

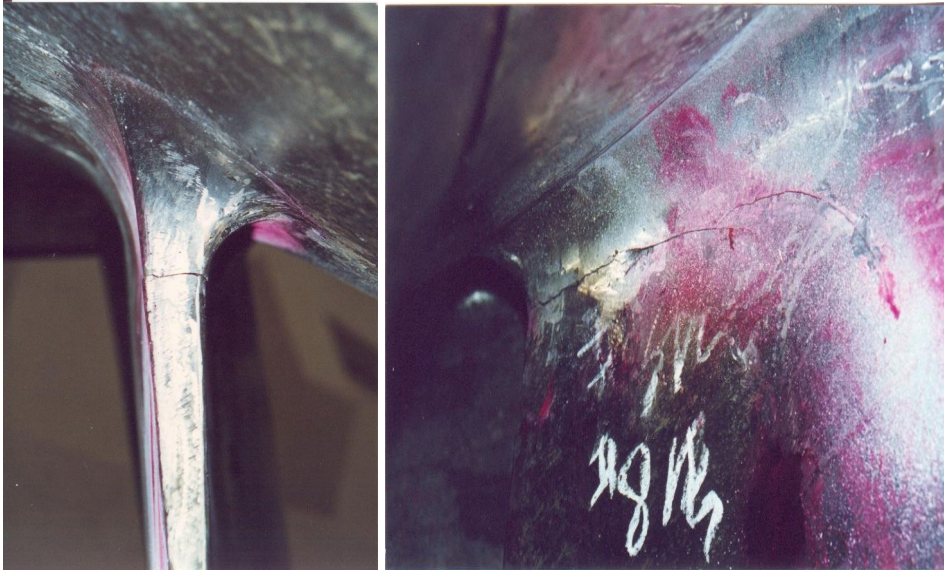


Figura 1: Estado de fisuras y pérdida de material.

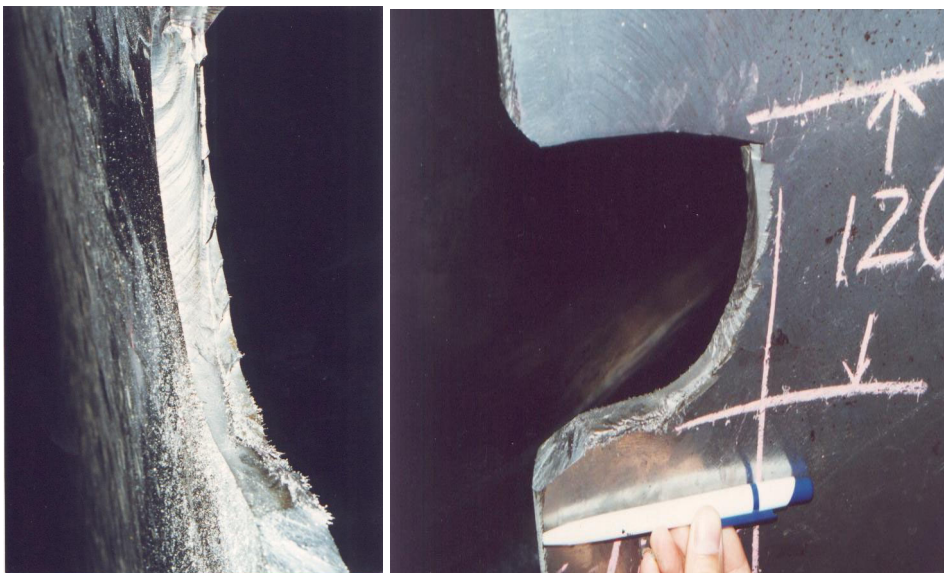


Figura 2: Zonas con pérdida de material.

Sistemáticamente se han reparado dichas fisuras y se ha vuelto a poner en operación comercial el equipo, apareciendo nuevamente las fisuras luego de un período de operación, que se puede estimar en 8000 hs.

IMPSA realizó mediciones durante el año 1998 y recientemente fue contratada para realizar el diagnóstico del problema y el nuevo diseño hidráulico y mecánico de los cuatro rodets que reemplazarán los existentes. Así se abordaron tareas de mediciones en el sitio, análisis de fluidos y mecánicos.

En el sitio se midieron vibraciones en distintos puntos de la turbina y en distintas condiciones de operación de la máquina. Durante la puesta en potencia de la máquina se producen severas vibraciones que involucran todos los componentes de la turbina en un rango de potencia entre 40 MW y 60MW, en el que se alcanzan pulsaciones de presión de hasta el 40% del salto neto. Pasado este rango las vibraciones disminuyen en plena potencia.

Además, se realizó una medición de la geometría de los rodets, con especial cuidado los alabes del mismo, volcando dicha información en el sistema de CAD.

Se construyó un modelo a escala reducida y se ensayó para caracterizar los parámetros hidráulicos en el banco de Ensayos del CIT/IMPSA, en Mendoza. Asimismo, se realizaron modelos numéricos para análisis de las condiciones de flujo⁴

3 DESCRIPCION DEL MODELO ADOPTADO

A partir de los datos obtenidos en el relevamiento geométrico de la turbina realizado en el sitio por personal de IMPSA, se elaboraron bases de datos en los sistemas de CAD. Para el estudio mecánico se realizaron distintos modelos numéricos utilizando el programa de elementos finitos MSC/NASTRAN. En particular se utilizaron los elementos QUAD4 y HEXA20. El primero de ellos es un elemento de cáscara con posibilidad de considerar espesor y presiones variables en los cuatro nodos del elemento.

Las relaciones constitutivas corresponden a un modelos elástico lineal de pequeñas deformaciones, con lo que es posible asumir superposición de soluciones.

En todos los casos se asumió al rodete Francis fijo en los puntos de contacto con la brida del eje, considerando desplazamientos relativos a éste último.

Se realizaron modelos del rodete completo y de sólo un alabe con su porción de corona y banda asociadas, planteado condiciones de simetría cíclica en el último caso.

3.1 Descripción de las acciones externas

Las acciones externas producidas por el flujo se las puede dividir en dos tipos: acciones independientes del tiempo y acciones oscilatorias.

Las **acciones independientes del tiempo** son aquellas que para cada punto de operación de la máquina aseguran la potencia entregada. Son distribuciones de presiones que se obtienen de la simulación de flujo utilizando TASC/FLOW⁴, y se las considera independientes del tiempo. El estado nominal de referencia se considera el punto de operación correspondiente al salto máximo y potencia máxima.

Las **acciones oscilatorias** se originan básicamente por **fluctuaciones de presión** y por

desprendimiento de vórtices de Von Karman.

Las **fluctuaciones de presión** se deben entre otras causas a la aparición de vórtices en el tubo de aspiración (hydraulic torch), entre alabes del rodete (channel vortex); y a pulsos de presión producidos por el pasaje de cada alabe del rodete frente a los alabes fijos del distribuidor. Es posible expresar estas fluctuaciones de presión como

$$\Delta p(x,t) = \Delta p * p(x) * e^{j\omega t} \quad (1)$$

siendo $p(x)$ la presión independiente del tiempo, respecto de la cuál se miden las variaciones $\Delta p(x,t)$. Δp es un porcentaje del salto neto que produce la distribución $p(x)$. La frecuencia ω es la componente armónica asociada a la amplitud Δp . Las magnitudes y frecuencias han sido obtenidas mediante la simulación numérica⁴ y ensayo de modelo reducido en banco en el Laboratorio de Ensayos Hidráulicos de IMPSA.

Las acciones oscilatorias **producidas por desprendimiento de vórtices de Von Karman**, son producidas especialmente en el borde de fuga de los alabes del rodete. Estas acciones se pueden expresar como

$$T(x, \omega) = F(\omega) \cdot T(x) \cdot \text{sen}(2\pi\omega \cdot t) \quad (2)$$

Siendo $T(x)$ una carga uniforme a lo largo del borde de fuga de cada alabe del rodete de módulo unitario por unidad de longitud del borde de fuga y que actúa normal a dicho borde. $F(\omega)$, es la magnitud de la fuerza de Von Karman que depende de la frecuencia de excitación ω y se puede expresar como

$$F(\omega) = k \frac{1}{2} \rho \left(\frac{t}{Sh} \right)^3 \omega^2 \quad (3)$$

Siendo Sh el número de Strouhal que se asume para este análisis igual a 0.22; ρ , es la densidad del agua; t el espesor de desprendimiento del flujo y k un coeficiente que varía entre 0 y 1 y que depende del número de Reynolds y de la longitud en la que se desarrolle el fenómeno en comparación con la longitud total del borde de fuga entre otras cosas. Una discusión de estos aspectos puede encontrarse en Blevins⁵ y en Naudascher⁶.

Se debe destacar aquí la posibilidad de la ocurrencia de interacción entre las frecuencias mecánicas y las frecuencias de desprendimiento como consecuencia de la flexibilidad de la estructura mecánica. Esta posibilidad de interacción fluido estructura no se ha incluido en el modelo mecánico, y sólo se considera como posibilidad de ocurrencia. La descripción del lock in phenomena como se lo conoce se puede consultar en Blevins⁵ en Naudascher⁶.

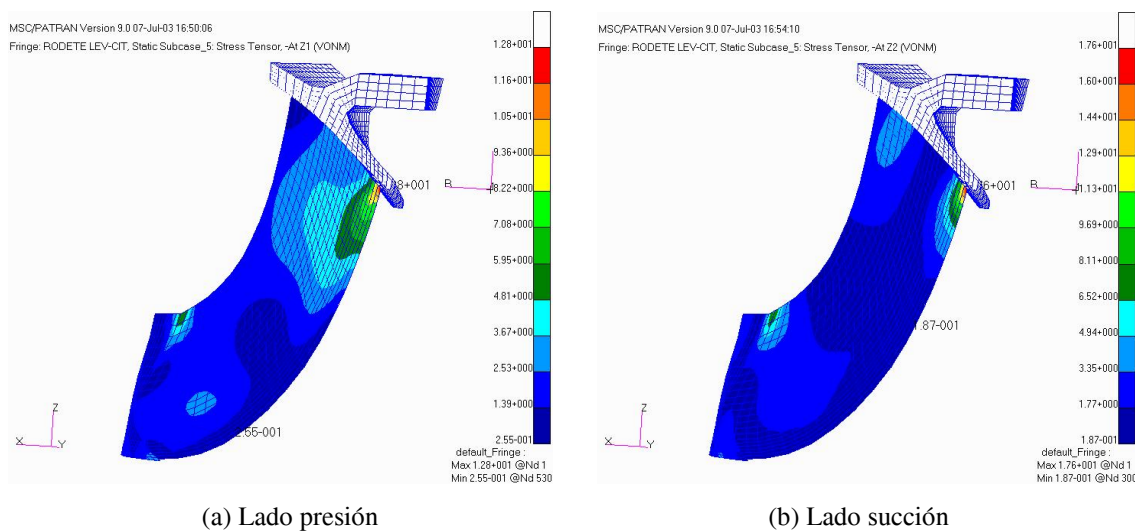
4 ANALISIS DE TENSIONES PARA LAS SOLICITACIONES INDEPENDIENTES DEL TIEMPO

La condición nominal de referencia para la cual las acciones son consideradas como independientes del tiempo, conduce a la resolución de un problema de tipo estático. Los valores de tensiones registrados para estas acciones son una referencia importante, ya que más allá de medir la falla siguiendo criterios de tensiones como el de Von Mises, muestran en que

puntos de la estructura las imperfecciones iniciales producidas por fallas del material o microfisuras del proceso de soldadura pueden tener mayor incidencia a fallas por fatiga.

4.1 Presiones estacionarias del flujo

En la Figura 3 se presentan las distribuciones de tensiones de Von Misses (kg/mm^2) obtenidas para la condiciones correspondiente a salto neto de 69 mts de columna de agua. Es una distribución de tensiones típica para rodetes Francis, donde los máximos valores se presentan en la unión borde de fuga del alabe con la corona. Se observa que el máximo valor del lado de presión del alabe (Figura 3.a) es de $12.8 \text{ kg}/\text{mm}^2$ (125MPa); mientras que del lado succión (Figura 3.b), el valor de tensión de Von Misses es de $17.6 \text{ kg}/\text{mm}^2$ (172MPa). El gradiente de tensión en esa zona es muy importante y rápidamente disminuyen las tensiones a valores debajo de 60 MPa.



(a) Lado presión (b) Lado succión
 Figura 3: Tensiones de Von Misses (kg/mm^2) para Condición Nominal.

En la Figura 4 se presentan las tensiones principales de tracción cuyo valor máximo se presenta en el lado de succión en la unión borde de fuga y corona. EL valor máximo alcanza los $19.6 \text{ kg}/\text{mm}^2$ (192 MPa).

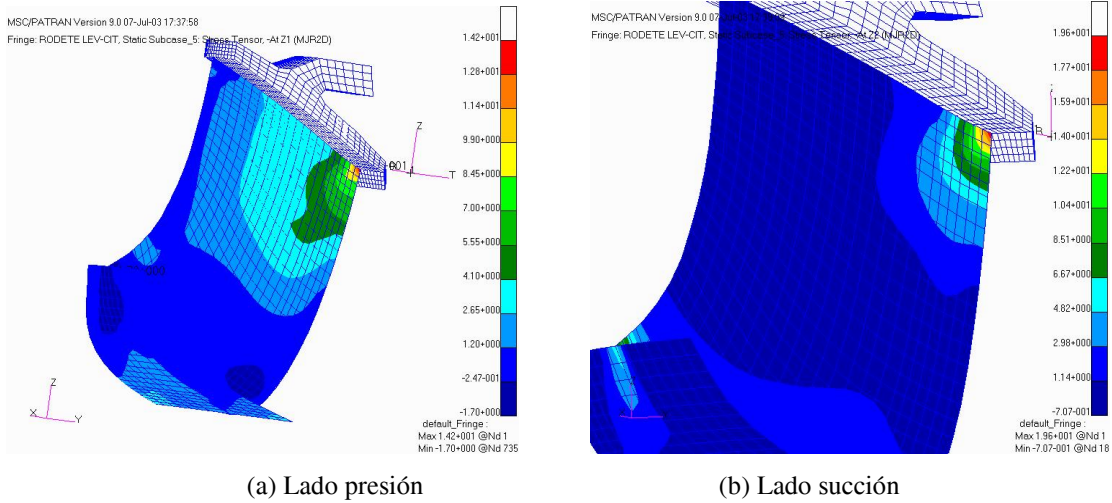


Figura 4: Tensiones Principales de Tracción (kg/mm^2) para Condición Nominal.

En la Figura 5 se muestran los valores de tensiones para los elementos ubicados a lo largo del borde de fuga, desde la unión con la corona hasta la unión con la banda

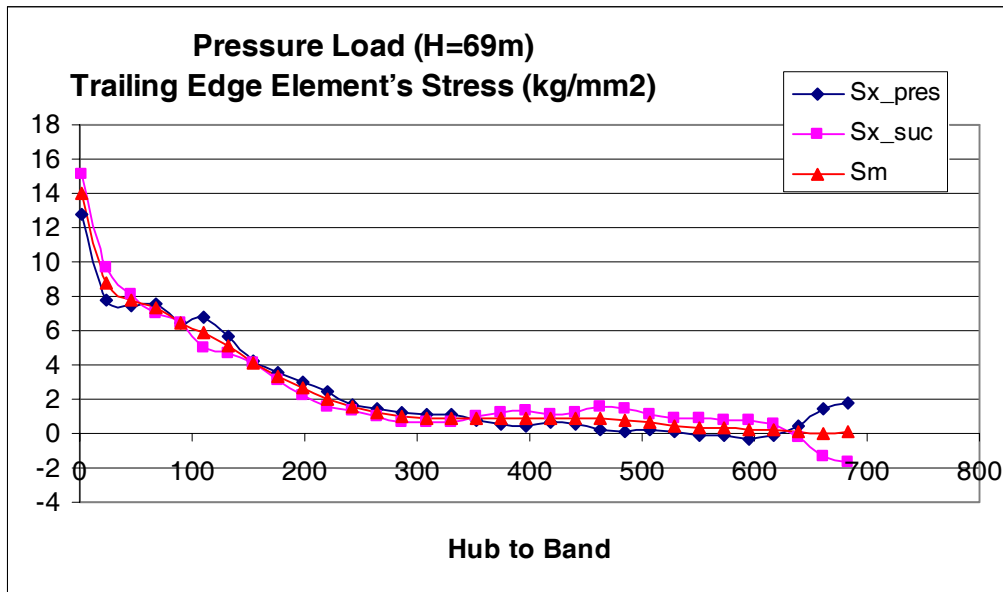


Figura 5: Tensiones a lo largo del borde de fuga para Condición Nominal.

Los valores de tensiones principales en la zona de máximas tensiones, y a lo largo del borde de fuga, tiene como dirección principal la dirección tangente al borde de fuga, es decir normal a las fisuras que se han detectado en el prototipo. Además se debe destacar que las tensiones producidas por el flujo en condición nominal son muy cercanas a un perfil de tensiones constante en la sección transversal (tensiones membranales o normales).

Estos valores de tensiones son completamente admisibles según los criterios de diseño

clásicos. Si bien existe correspondencia entre la zona donde están las fisuras de la Figura 1 y la zona donde están los valores máximos de tensión, los valores obtenidos no justifican la aparición de las fisuras.

4.2 Fuerzas producidas por vórtices de Von Karman

Para conocer las zonas de mayor tensión producidas por la acción inducida por los vórtices de Von Karman $T(x)$, se realizó un determinación de las tensiones considerando un problema estático. La carga unitaria $T(x)$ es uniforme a lo largo del borde de fuga de cada alabe del rodete y que actúa normal a dicho borde. La intensidad es tal que la resultante es de módulo unitario por unidad de longitud del borde de fuga.

En la Figura 6 se presentan las tensiones a lo largo del borde de fuga del alabe. Se observa que en la zona de la unión borde de fuga con corona es donde se presentan las tensiones mayores. En la zona central del borde de fuga también las tensiones alcanzan valores cercanos a los máximos.

Se debe destacar que en la zona de las uniones con corona y banda las tensiones producidas por la carga inducida por vórtices de Von Karman son de tipo flexión; mientras que en el tramo son de tipo normal.

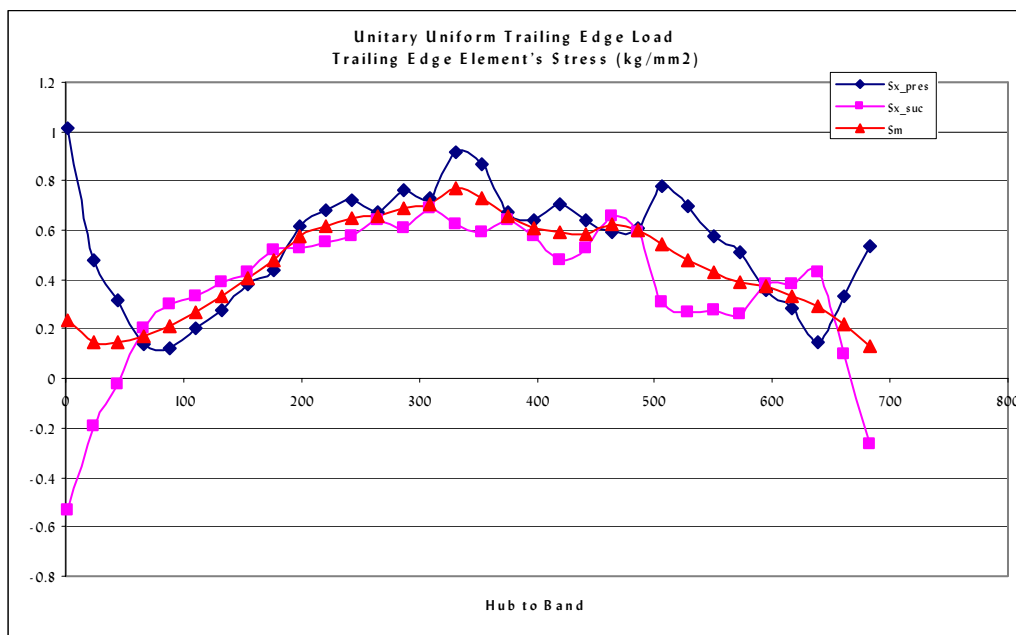


Figura 6: Tensiones a lo largo del borde de fuga para carga unitaria a lo largo del borde de fuga.

Estos valores de carga son una referencia ya que los verdaderos valores están multiplicados por la magnitud de la carga $F(w)$, que depende de la frecuencia de excitación w y esta dada por la ecuación (3).

5 DETERMINACION DE MODOS NATURALES DE VIBRACION

Se determinaron los modos naturales de vibración del rodete a los efectos de comparar con las frecuencias a las cuales se observaron grandes vibraciones y con las excitaciones de vórtices de Von Karman. En la Tabla 1 se presentan las principales frecuencias encontradas considerando la masa agregada del agua siguiendo los lineamientos de Blevins⁷.

Tabla 1 : Frecuencias naturales en agua.

W _n (HZ) EN AGUA	TIPO	FIGURA
13.6	Torsión Global. Flexión del alabe.	Figura 8 a
36.9	Flexión del borde de fuga de cada alabe	Figura 8 b
61.6	Flexión del borde de fuga de cada alabe	Figura 9 a
74.9	Flexión del borde de fuga de cada alabe	Figura 9 b
80.7	Flexión del borde de fuga de cada alabe	Figura 10 a
105.8	Flexión del borde de fuga de cada alabe	Figura 10 b

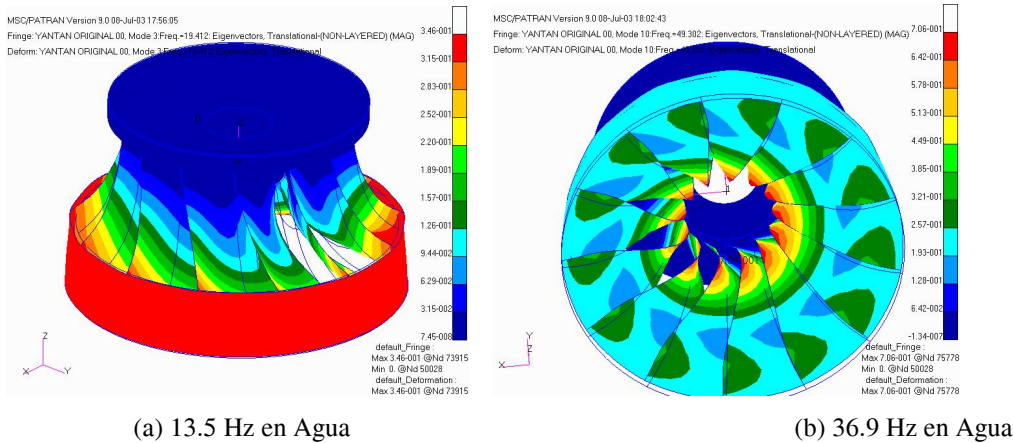


Figura 8: Modos Naturales de Vibración.

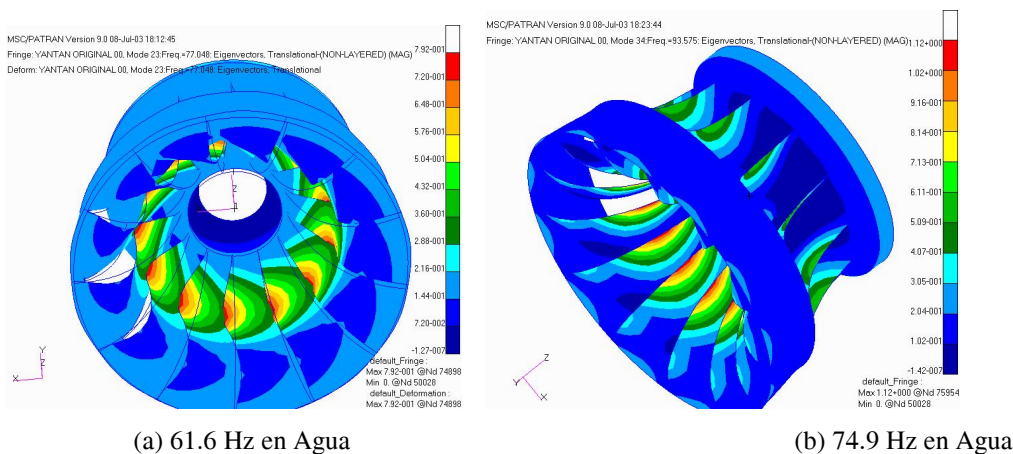


Figura 9: Modos Naturales de Vibración.

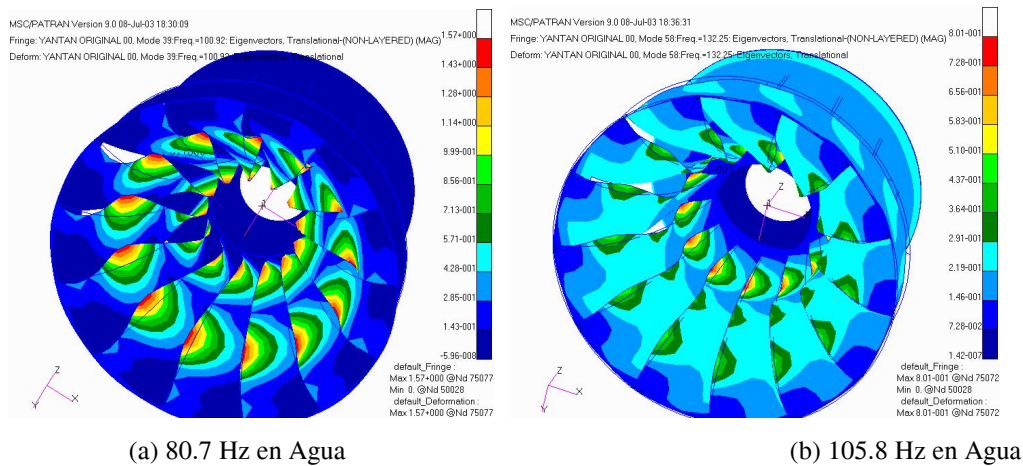


Figura 10: Modos Naturales de Vibración.

6 RESPUESTA EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA

La ecuación de movimiento para las acciones oscilatorias puede resolverse en el dominio de la frecuencia, y así determinar las funciones de transferencia para las componentes de desplazamientos y/o tensiones en distintos puntos de interés.

Se presentan a continuación algunas funciones de transferencia para las oscilaciones de presión producidas por dos fuentes distintas. La primera, son las pulsaciones de presión a partir de variaciones de la distribución de presiones nominal. La segunda son las debidas a desprendimiento de vórtices de Von Karman en el borde de fuga de los propios alabes del rodete. Se debe destacar la correlación entre los valores pico de estas funciones de transferencia y modos naturales de vibración del rodete.

6.1 Variaciones de la distribución de presiones nominales o estacionarias del flujo

La ecuación de movimientos para estas acciones se puede escribir como:

$$M \ddot{u} + D \dot{u} + Ku = \Delta p \cdot p(x) \cdot e^{I\omega t} \quad (4)$$

Siendo M , D , y K la matrices de masa, amortiguamiento y rigidez respectivamente; u , es el vector de desplazamientos nodales; y un punto sobre las variables indica derivada temporal. Se asume como matriz de amortiguamiento la correspondiente a un planteo global y se asume un valor de 5% del amortiguamiento crítico. Este valor de 5% es el que se ha determinado para situaciones similares⁸. Se debe destacar que, $p(x)$ es la distribución de presiones nominal o estacionarias del flujo, independientes del tiempo, con que se realizó el análisis de tipo estático, presentado en las Figuras 3 y 4.

Esta ecuación se resuelve en el dominio de la frecuencia⁹ considerando $\Delta p=1$ y se obtienen las **funciones de transferencia** $S(\omega)$. Así, para una dada frecuencia de excitación las tensiones serán

$$\sigma(w, t) = \Delta p \cdot S(w) \cdot e^{Iw t} \quad (5)$$

En la Figura 10 se presenta la función de transferencia para las tensiones en el elemento 1 correspondiente a la unión entre borde de fuga y corona; mientras que en la Figura 11, para los elementos 331 y 507 que están situados en la zona media del borde de fuga.

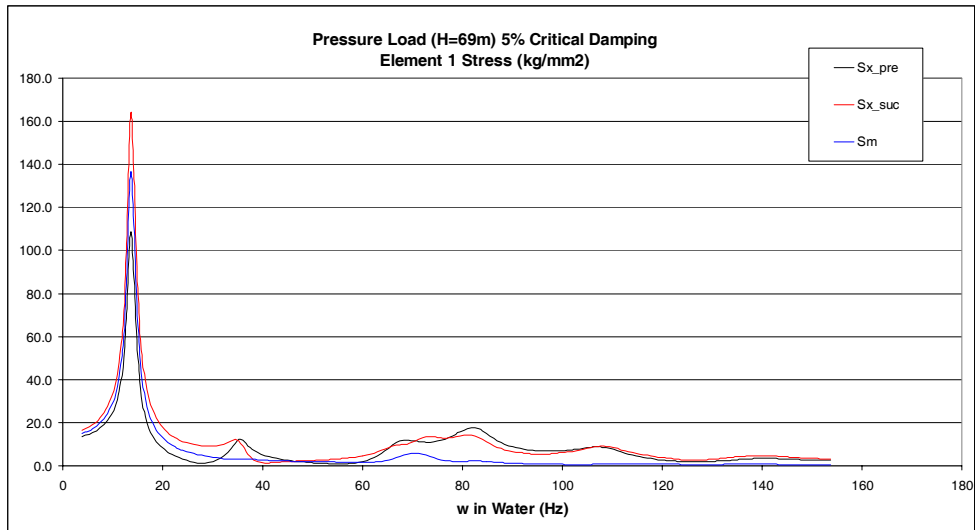


Figura 10: S(w) Función de Transferencia para la Unión borde de fuga y corona.

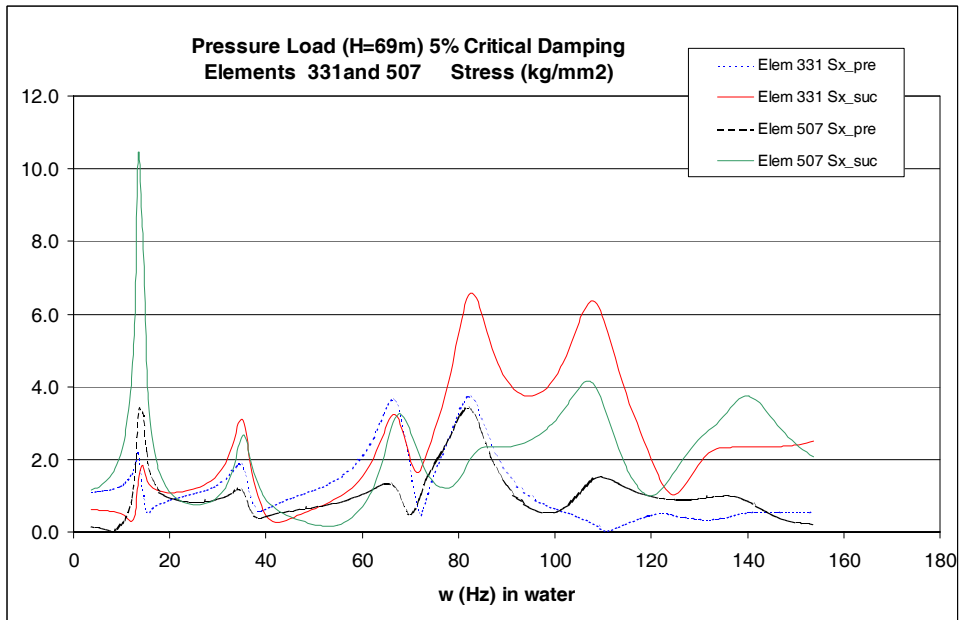


Figura 11: S(w) Función de Transferencia para la zona media del borde de fuga

Se observa que para la frecuencia de 13.5 Hz en agua existe una importante amplificación especialmente para el elemento 1. Del lado de succión es más importante la amplificación que del lado de presión; pero dada la naturaleza alternativa de la carga, en ambos lados alcanzará el máximo. Los elementos de la zona central de borde de fuga, también presentan una amplificación importante para 13.5 Hz. Se debe destacar que esta frecuencia es la del modo natural de torsión del rodete (Figura 8 a).

Para frecuencias cercanas a los 35, 66 Hz se registran amplificaciones puntuales y en el rango de 80 a 100 Hz hay varias componentes de armónicas que se amplifican, sobre todo para los elementos de la zona media del borde de fuga

6.2 Desprendimiento de vórtices de Von Karman

La ecuación de movimientos para estas acciones se puede escribir como:

$$M \ddot{u} + D \dot{u} + Ku = F(w) \cdot T(x) \cdot \sin(2\pi w \cdot t) \quad (6)$$

Siendo $F(w)$ y $T(x)$ las mismas que en las ecuaciones (2) y (3). Se adopta el mismo criterio como para el amortiguamiento. Esta ecuación se resuelve en el dominio de la frecuencia considerando $F(w)=1$ y se obtienen las **funciones de transferencia $Ste(w)$** . Así, para una dada frecuencia de excitación las tensiones serán

$$\sigma(w, t) = F(w) \cdot Ste(w) \cdot \sin(2\pi w \cdot t) \quad (7)$$

En la Figura 12 se presenta la función de transferencia para las tensiones en el elemento 1, mientras que en la Figura 13, para elementos de la zona central del borde de fuga.

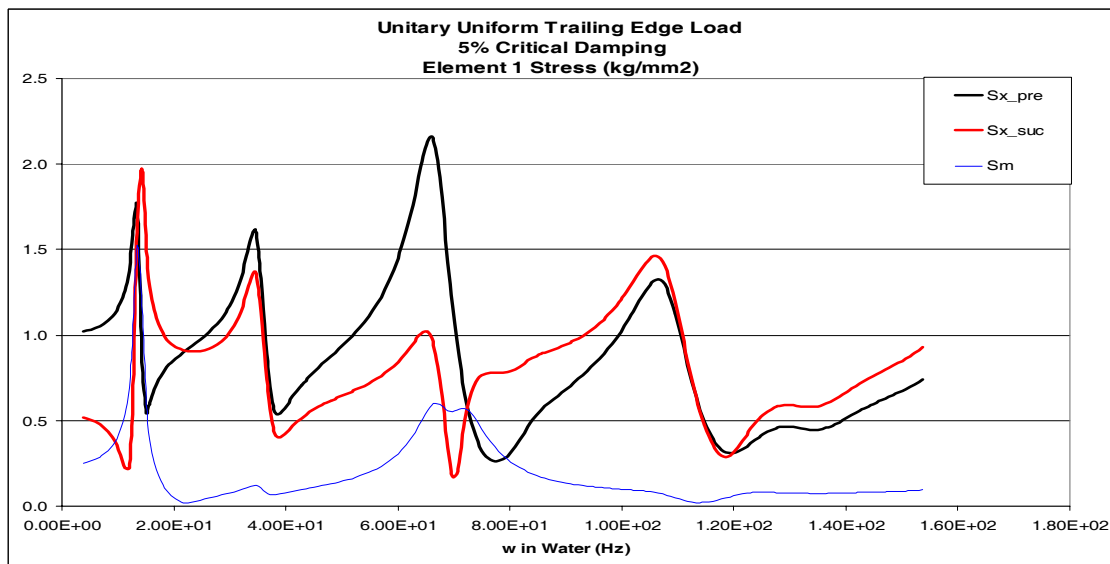


Figura 12: $Ste(w)$ Función de Transferencia para la Unión borde de fuga y corona.

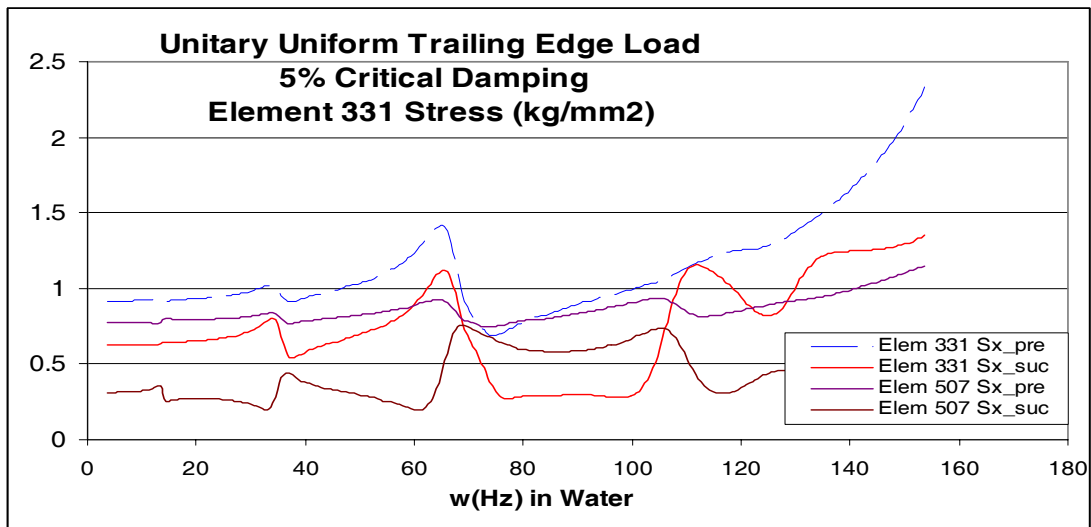


Figura 13: $St_e(w)$ Función de Transferencia para la zona media del borde de fuga

Se observa que para la frecuencia de 13.5 Hz en agua existe una importante amplificación especialmente para el elemento 1. Del lado de succión es más importante la amplificación que del lado de presión; pero dada la naturaleza alternativa de la carga, en ambos lados alcanzará el máximo.

7 ANALISIS DE FATIGA

Para realizar la evaluación de seguridad al modo de falla por fatiga se ha asumido como referencia de análisis la norma British Standard 7608, Code of Practice for Fatigue Design and Assesment of Steel Structure¹⁰.

En dicha normativa se asumen curvas rotura de tipo S-N (rango de tensión - número de ciclos) para distintos tipos de uniones soldadas y para material base con potenciales imperfecciones que puedan provocar daño por fatiga. La curva para material base es la denominada curva C, no es la más severa, y se puede expresar como

$$\log(N) = \log(14.0342) - 2 \cdot 0.2041 - 3.5 \cdot \log(S_r) \tag{8}$$

Estas curvas están definidas para un espesor $t_B=16$ mm de referencia. Si se tiene espesores distintos el rango de tensiones de falla debe corregirse con

$$S_f = S_r \left(\frac{t_B}{t} \right)^{1/4} \tag{9}$$

Resultando un rango de tensiones S_f de falla menor si se tiene espesores t superiores a 16 mm.

A partir de conocer para cada frecuencia de excitación $w(\text{Hz})$, que la respuesta esta dada por las ecuaciones (5) y (7), es posible para distintas hipótesis de operación establecer si se alcanza la falla por fatiga.

Para el elemento 1, zona del encuentro del borde de fuga con la corona, el espesor característico es 44.32 mm; mientras que en los elementos 331 y 507 de la zona central, el espesor es 19.3mm.

Se adopta 8000 horas como tiempo total de operación para la aparición de las fisuras, que corresponde a aproximadamente un año de operación. Diariamente estas máquinas arrancan y paran una vez por día, de modo que por las zonas de operación con grandes amplitudes de vibración pasan dos veces por día. En estas zonas de vibraciones altas se encuentra restringida de operar, y al pasar por esas zonas se estima permanecen durante 20 minutos por día. Las frecuencias medidas a las que se producen estas vibraciones importantes son entre 24 y 36 Hz.

7.1 Variaciones de la distribución de presiones nominales o estacionarias del flujo

Cuando se plantea pulsaciones de presión con distintas frecuencias de excitación actuando en determinados intervalos de tiempo, es posible obtener de ecuaciones (8-9) cual es el rango de tensión que conduce a falla por fatiga. Considerando la ecuación (5) es posible expresar que porcentaje Δp de pulsación de presión necesario para alcanzar dicha falla.

En las Tabla 2 y 3 se presentan las amplitudes Δp pico a pico que, si ocurren, producen falla por fatiga en la zona de unión entre el borde de fuga y la corona En la Tabla 2 se considera la hipótesis de pulsaciones de presión para el punto de potencia máxima operando en forma permanente. Por el contrario en la Tabla 3 se considera el caso de pulsaciones que aparecen en el transitorio que ocurre al pasar por la zona de vibraciones altas.

Tabla 2 : Análisis de Fatiga Elemento 1. Pulsaciones en Potencia Máxima

w (Hz)	seg/min	min/hs	hs/dia	dias/año	Nf ciclos/año	Sr Ec(8)	Sf Ec. (9) (MPa)	S(w) (Mpa) Fig.10	$\Delta p = Sf/Sw$
13.5	60	60	24	333	3.88E+08	27.5	21.3	1631	1%
35.25	60	60	24	333	1.01E+09	20.9	16.2	116	14%
66.75	60	60	24	333	1.92E+09	17.4	13.5	91	15%
83.25	60	60	24	333	2.40E+09	16.3	12.7	171	7%
108	60	60	24	333	3.11E+09	15.2	11.8	90	13%

Tabla 3 : Análisis de Fatiga Elemento 1. Pulsaciones en Transitorio

w (Hz)	seg/min	min/hs	hs/dia	dias/año	Nf ciclos/año	Sr Ec(8)	Sf Ec. (9) (MPa)	S(w) (Mpa) Fig.10	$\Delta p = Sf/Sw$
13.5	60	20	1	333	5.39E+06	93.3	72.3	1631	4%
35.25	60	20	1	333	1.41E+07	70.9	54.9	116	47%
66.75	60	20	1	333	2.67E+07	59.1	45.8	96	48%
83.25	60	20	1	333	3.33E+07	55.5	43.0	139	31%
108	60	20	1	333	4.32E+07	51.5	39.9	90	44%

La fluctuación de presión en condición permanente (Tabla 1) que si existe puede conducir a la falla por fatiga es la asociada a 13.5 Hz. Para esta frecuencia si la amplitud en el transitorio alcanza el 4% pico a pico, también puede alcanzar la falla por fatiga.

Cuando se realiza el análisis para los elementos de la zona central del borde fuga del alabe donde el espesor es de 19.3 mm, surge que las amplitudes pico a pico necesarias para llegar a falla por fatiga son superiores al 25%, en condición permanente, y mayores aún para condiciones de transitorio.

Se debe destacar que estas magnitudes de pulsaciones de presión surgen a partir de las funciones de transferencia para la distribución de presiones para condición nominal, actuando sobre las superficies de presión y succión del alabe. Las pulsaciones de presión producidas por los vórtices en el tubo de aspiración y entre los alabes durante el transitorio de vibraciones altas han alcanzado valores de hasta el 40% pico a pico. Estas magnitudes se han registrado experimentalmente y numéricamente, pero no se tiene certeza de que dichas presiones actúen en forma diferencial sobre el lado presión y el lado succión del alabe del rodete. Por lo que no es posible asegurar que esta sea la causa de las fisuras que aparecen periódicamente.

7.2 Desprendimiento de vórtices de Von Karman

El desprendimiento de vórtices de Von Karman para el caso del borde de fuga de rodets Francis tiene la particularidad que a lo largo del mismo no hay un valor de velocidad de flujo dominante. El perfil de velocidades es variable en cada punto. Así la frecuencia y la magnitud de la oscilación no es simple de determinar. Además, existe una interacción entre la flexibilidad de la estructura y el desprendimiento de vórtices que produce el llamado fenómeno de lock in descrito entre otros por Blevins⁵ y Naudascher⁵.

Aquí se asumen distintas frecuencias de excitación asociada con los valores pico de las funciones de transferencias encontrados para esta carga. Para cada frecuencia de excitación se asume la posibilidad de que se desarrolle un único desprendimiento de vórtices con parámetros característicos definidos por las condiciones del flujo en la sección central del borde de fuga. Se asume así: $Sh=0.22$; espesor de desprendimiento $t=0.02826$ m (suma del espesor real de 19.3 mm mas la capa límite). La ecuación (3) resulta:

$$F(w) = k \cdot w^2 / 9265.7 \quad (kg / mm) \quad (10)$$

De la ecuación (7) es posible deducir que el rango de tensiones está dado por

$$\Delta S = k \cdot Ste(w) \cdot w^2 / 9265.7 \quad ((kg / mm^2) / (kg / mm)) \quad (10)$$

Siendo $Ste(w)$ el valor de la función de transferencia presentada en las Figuras 12 y 13.

Este valor debe compararse con el rango de tensiones S_f que se obtiene de las ecuaciones (8) y (9) al asumir cierto tiempo de ocurrencia del fenómeno para cada frecuencia. De la comparación entre el rango de tensiones para llegar a falla por fatiga S_f , y la ecuación 10 se puede obtener el valor del coeficiente k que produciría falla por fatiga. Esta comparación se presenta en las Tablas 4 y 5. Dicho valor de k será posible si pertenece al rango 0 a 1 como ya

se citó al enunciar las cargas en la descripción del modelo adoptado.

En la Tabla 4 se presenta el análisis para el elemento 1 que representa la unión entre el borde de fuga y la corona. Los valores de k para las frecuencias inferiores a 66 Hz son muy superiores a la unidad, y por lo tanto no se alcanza la falla por fatiga. Por el contrario, para la frecuencia 107 Hz el valor de k es tal que la falla puede ocurrir.

Tabla 4 : Análisis de Fatiga Elemento 1. Excitación de Von Karman

w (Hz)	seg/min	min/hs	hs/día	dias/año	Nf ciclos/año	Sf Ec (8) (9)	Ste(w) Fig(12)	F(w) Ec (10) k=1	k= (Sf)/(2*f*Ste(w))
14.3	60	20	1	333	5.71E+06	71.1	1.97	0.022	83.44
34.5	60	20	1	333	1.38E+07	55.3	1.6	0.128	13.72
66	60	20	1	333	2.64E+07	45.9	2.2	0.470	2.27
107	60	60	24	333	3.08E+09	11.8	1.46	1.236	0.33

En la tabla 5 se presenta el análisis para los elementos de la zona central del borde de fuga. En este caso la situación que conduce a falla por fatiga son las frecuencias de 106.5 Hz y 111.75 Hz. Descartándose la posibilidad de falla por fatiga para frecuencias inferiores a 66 Hz.

Tabla 5 : Análisis de Fatiga Elementos 331/507. Excitación de Von Karman

w (Hz)	seg/min	min/hs	hs/día	dias/año	Nf ciclos/año	Sf Ec (8) (9)	Ste(w) Fig(13)	F(w) Ec (10) k=1	k= (Sf)/(2*f*Ste(w))
13.5	60	20	1	333	5.39E+06	89.0	0.9	0.020	256.46
33.75	60	20	1	333	1.35E+07	68.5	1.02	0.123	27.87
65.25	60	20	1	333	2.61E+07	56.7	1.4	0.459	4.50
106.5	60	60	24	333	3.06E+09	14.5	0.92	1.224	0.66
111.75	60	60	24	333	3.22E+09	14.3	1.15	1.348	0.47

El fenómeno de desprendimiento de vórtices de Von Karma puede explicar la aparición de fisuras si se produce un lock in para frecuencias del orden de los 110 Hz. El tiempo de ocurrencia del fenómeno en la zona de grandes vibraciones (w entre 24 a 36 Hz y en los 66Hz) no es suficiente para conducir a la falla por fatiga. Sin embargo, para frecuencias del orden de los 110 Hz, el número de ciclos y las sollicitaciones son suficientes.

8 CONCLUSIONS

Se ha presentado la aplicación del un modelo de elementos finitos para resolver la ecuación dinámica en el dominio de la frecuencia, para sollicitaciones oscilatorias actuantes en un rodete Francis. Se han planteado hipótesis de operación y se han determinado las acciones necesarias para llegar a falla por fatiga. Es posible obtener las siguientes conclusiones:

- Para la frecuencias asociadas a pulsaciones de presionen el tubo de aspiración no hay riesgo de falla por fatiga.
- La primer frecuencia encontrada que puede presentar grandes amplificaciones es 13.5

Hz y corresponde al modo torsional de vibración natural del rodete.

- Las acciones necesarias para producir falla por fatiga en 13.5 Hz pueden ser debidas a pulsaciones de presión del orden del 1% de las presiones nominales, actuando en forma permanente; o del 4% actuando en forma transitoria.
- La magnitud de pulsaciones para producir falla por fatiga en 35.25 Hz pueden ser debidas a pulsaciones de presión del orden del 14% de las presiones nominales, actuando en forma permanente; o del 47% actuando en forma transitoria. Valores del orden del 40% han sido registrados en la entrada a la cámara espiral, pero que estas presiones actúen en forma diferencial en los alabes del rodete es un tema de discusión.
- El tiempo de ocurrencia del fenómeno de desprendimiento de vórtices de Von Karma en la zona de grandes vibraciones (w entre 24 a 36 Hz y en los 66Hz) no es suficiente para conducir a la falla por fatiga.
- El fenómeno de desprendimiento de vórtices de Von Karma puede explicar la aparición de fisuras si se produce un lock in para frecuencias del orden de los 110 Hz. Es decir con modos naturales de vibración propios del borde de fuga, pero que son modos superiores al denominado clásicamente como primero del borde de fuga que esta en los 36 Hz.
- Es necesario realizar mediciones sobre los alabes del rodete para corroborar algunas de estas conclusiones.
- Es necesario avanzar sobre el estudio y modelación del fenómeno de interacción entre flexibilidad del borde de fuga del alabe, desprendimientos de vórtices, y amplificaciones debidas a la conducción hidráulica.

9 REFERENCES

- [1] J. Parmakian and R.S. Jacobson, , “Measurements of hydraulic-turbine vibration”, *Transaction of ASME*, **733-741** (1952).
- [2] R. Fisher, U. Seidel, G. Grosse, W. Gfeller, R. Klinger, “A case study in resonante hydroelectric vibration: the causes of runner racks and the solutions implemented for the Xiaolangdi Hydroelectric Project”, *Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Machinery and Systems*, Lausanne, Switzerland, (2002).
- [3] B. Castro Oliveiro, J. Doyon, F. Micotti, A. Ferretti, M. Couston, P-Y Lowys, “Fatigue problems on low head Francis turbines: the search for the causes and the solutions”, *HydroVision 2002*, Portland, USA, (2002).
- [4] L. Millan, L. Kazatchkov, A. Fedorov y H. De Vecchi, "Estudio de problemas de fluctuaciones de presion en una turban hidraulica de tipo Francis", Enief 2003 , Bahía Blanca, (2003).

- [5] R.D. Blevins, "Vibration of structure induced by fluid flow", *Shock and Vibration Handbook*, Cyril M. Harris Editor, Third Edition, Mc Graw Hill Inc. (1988).
- [6] E. Naudascher, D. Rockwell, *Flow induced vibration. An Engineering Guide*, A.A. Balkema Publishers, Rotterdam, (1994).
- [7] R.D. Blevins, "*Formulas for Natural Frequencies and Modes Shapes*", Van Nostrand Reinhold Company, (1979).
- [8] L. Millan, A. Mirasso, "Estudio y mediciones de resonancia en paletas fijas de una turbina Kaplan", Mecom 99, *en Mecanica Computacional Vol XVII, AMCA*, (1999).
- [9] O.C. Zienkiewicz and R.L. Taylor, *The finite element method*, McGraw Hill, Vol. I., 1989, Vol. II, (1991).
- [10] Bsi, (1993), "Code of practice for Fatigue design and assessment of steel structures", British Standard 7608, U.K.