

VII/CE-A1-06

**Caja de sellado del eje de la turbina, método de calculo para la formación
de la película de sellado del eje.**

Luis Mariano Rodríguez López – José Amado Vera León

Andrés Gómez de la Fuente – Gabriel Caballero A. .

Itaipu Binacional

Paraguay

RESUMEN

Este trabajo tiene por intención presentar como la aplicación de calculo numérico a un problema, puede utilizarse para analizar y dar luz a la resolución de un problema mediante la aplicación teóricas de las leyes de la física y matemática, evitando y anticipando los posibles problemas y las soluciones aplicables al caso de la perdida de estanqueidad del eje de la turbina como consecuencia de la rotura, desgaste o desplazamiento de los carbones del sello del eje, debido a la operación incorrecta del mismo como consecuencia de las variaciones de nivel del canal de fuga de debido las epocas de creciente y sequia.

El mismo analiza los diferentes problemas que aparecen en el mismo, y de la comprensión de los mismos presenta la solución para los diferentes tipos de problemas que fueron surgiendo y muchos de ellos fueron previstos por el modelo matematico.

PALABRAS-CLAVES

Análisis matemático, sellado del eje, variación del nivel del canal de fuga, caudal de la caja de sellado, variación de presión.

1. 0 - ANÁLISIS.

La caja de sellado tiene por finalidad el sellado del eje de la turbina.

Por el gran tamaño de las máquinas de la I.B., la aplicación de selladores “**RADIALES**” se torna impracticable, debido a la saturación del factor “**PxV**” (Presión x Velocidad). En razón de esto fueron utilizados sellos “**AXIALES**” con un arreglo de “**CÁMARA DE**

CONTRAPRESIÓN”, que permite la obtención del **“BALANCEAMIENTO HIDRÁULICO”** y con esto el factor **“PxV”** pierde su inflexibilidad.

Constructivamente la cámara **Co** es presurizada (**PC**) según resultantes del nivel de aguas bajo del canal de fuga), y, bajo condiciones dinámicas producidas por el paso del agua por el rotor.

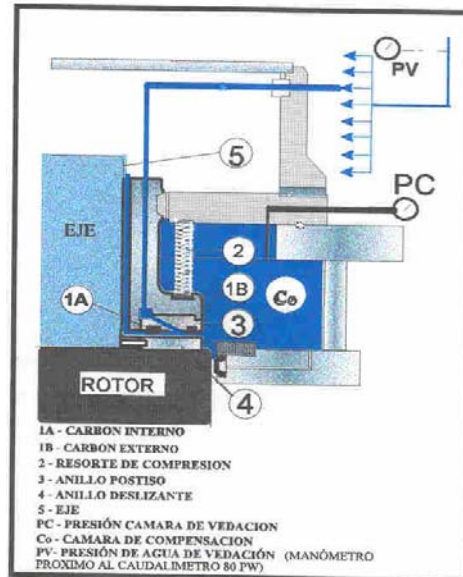


Fig.1 – Caja de sellado conjunto.

La cámara **C1** está presurizada con el agua oriunda de la línea del sistema de refrigeración **PV**, Inicialmente dosada através de una placa de orificio, la que constantemente debería cambiarse, cuando el canal de fuga subía como consecuencia de una elevación del canal de fuga debido a una inundación, resultaba extremadamente costoso porque para realizar el cambio de la placa que se encontraba en el alimentador principal debería pararse la unidad generadora y colocar las compuestas drenar el conducto forzado y la caja espiral cambiando el diafragma de orificio calibrado, para posterior llenado de la caja espiral y el conducto forzado esta operación se podría repetir varias veces según continuase creciendo el nivel del río aguas abajo, durante el descenso del agua también se repetía el proceso inverso, cuantas veces fuese necesario, esta solución se torno extremadamente cara, estudios y observaciones llevaron a creer que era posible hallar una solución que permitiese variar el dosage de agua con maquina girando, observaciones, estudios y cálculos se desarrollaron a fin de descubrir donde y que clase de placa multiorificio regulable debería ser instalada sin afectar el flujo de agua tratada por el filtro hidrociclón. Ya que específicamente, es el sistema de **“CONTRAPRESIÓN” C₁** que secundariamente actúa como **“SISTEMA DE REFRIGERACIÓN”**, que através de la modificación del diafragma debería variar su caudal.

Todo esto para controlar el conjugado de **“PRESIONES”** y de **“FUERZAS”** activas y reactivas, donde son considerados también los resortes de compresión (2), y el peso del conjunto (3) la variable controlada es el factor **”PxV”**, esto es, la fuerza de compresión en **Kgf/cm²** actuante en la **superficie de asentamiento x velocidad** de deslizamiento en **m/s**.

Como la velocidad **V** es un valor fijo, del punto de vista del proyecto, es sobre la presión **P** que recae todo el control.

Existe una faja ideal de operación del sistema en el cual la relación “ $\delta \times P$ ”, se torna, altamente compatible, con las condiciones de los materiales. La mala formación de “ δ ” no tornará el sellado eficiente en 100%, la cámara C_1 está presurizada con una presión PV , esta actuando en conjunto con PC es la que determina la formación de “ δ ”. Si “ δ ” se incrementa, el coeficiente de rozamiento “ μ ” inicialmente decrece en el régimen elastohidrodinámico (Fig. 2) y se incrementa en el régimen hidrodinámico. A esto hay que agregarle el hecho que la superficie no es perfectamente plana.

La relación entre las dimensiones paramétricas mínimas del filme “ δ ” y la mínima espesura del filme h_{min} podemos expresar así:

$R_{q,a}$ = rms del acabado de la superficie **a**.

$R_{q,b}$ = rms del acabado de la superficie **b**.

Superficie **a** = superficie del carbón.

Superficie **b** = pista deslizante.

Este parámetro de filme define cuatro importantes regímenes de lubricación (Fig 2).

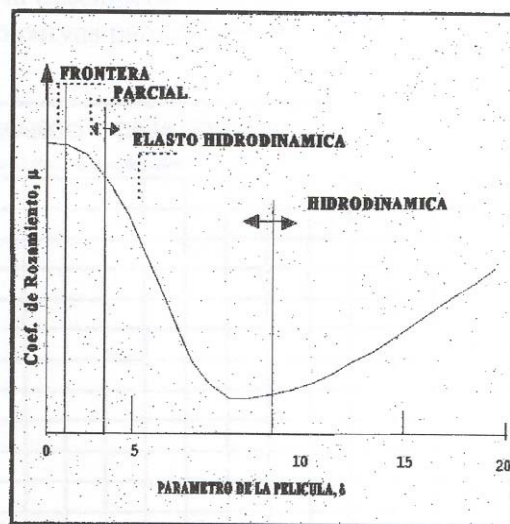


Fig. 2 Formación de película $\delta \times$ Coef. de Rozamiento μ

El rango de “ δ ” para estos cuatro regímenes es:

$$\delta = \frac{h_{min}}{(R_{q,a}^2 + R_{q,b}^2)^{1/2}} \dots l$$

1. Lubricación Hidrodinámica, $5 \leq \delta < 100 \mu m$.
2. Lubricación Elastohidrodinámica, $3 \leq \delta < 10 \mu m$.
3. Lubricación Parcial, $1 \leq \delta < 5 \mu m$.
4. Frontera de la lubricación, $\delta < 1 \mu m$.

El coeficiente de rozamiento esta expresado por:

$$\mu = \frac{f}{W} \dots (2) \dots donde$$

f fuerza tangencial (friccional).

W es la carga normal aplicada

En la región de lubricación hidrodinámica, la conformación de las superficies **a**, **b** y el empuje **W** (peso) de las extremidades del sello, tenemos:

$$W \propto \frac{1}{h^2} \dots (3)$$

En la región de lubricación elastohidrodinámica, el empuje en las extremidades del sello, tenemos:

$$W = \text{constante}$$

La fuerza tangencial, es debida a las fuerzas viscosas y puede ser expresada.

$$f \propto \frac{1}{h} \dots (4)$$

Para lubricación hidrodinámica de (4) y (3).

$$\mu_{HL} \propto \frac{1/h}{(1/h)^2} \propto h \dots (5)$$

Para lubricación elastohidrodinámica.

$$\mu_{EHL} \propto \frac{1/h}{\text{constante}} \propto 1/h \dots (6)$$

Através del tiempo han aflorado problemas en el sistema de sellado axial en las turbinas de Itaipu Binacional.

Ante la necesidad de preservar la confiabilidad en la generación y la falta de conocimiento e información acabados del comportamiento del sistema, llevaron a tomar precauciones con el mismo, como ser:

- 1.1 La elevación del nivel del canal de fuga refleja un aumento de la presión del sistema de contra presión de la caja de sellado, con el agravante de que el aumento acarrea consigo la disminución del caudal de agua de refrigeración/sellado del sistema, siendo el bajo caudal un indicador de la disminución de la espesura del filme de agua, formado entre la pista girante y los anillos de carbón.

La disminución del filme que partes del carbón entren en contacto con la pista deslizante, como puede verse en el gráfico (Parámetro de la película δ x Coef. de rozamiento, μ), ocasionando el desplazamiento tangencial del anillo fluctuante, y en algunos casos quiebra del carbón con la obligatoriedad de parar la unidad como consecuencia de la pérdida de estanqueidad del eje.

Con la disminución del flujo, la posibilidad de que la caja de sellado entre en colapso instantáneo con la ruptura de los carbonos es mayor durante la partida de la

máquina, ver en el gráfico $\delta(190 \text{ l/min.})$ (Filme de agua x Nivel de aguas abajo).

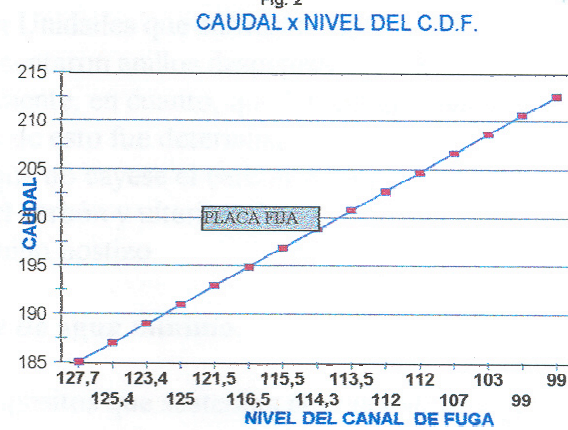


Fig. 3. Relación Caudal x Nivel del canal de fuga
Siendo ese un de los motivos por el cual fue implementado la partida paso a paso de la unidad generadora.

1.2 La ruptura de los pernos guía del anillo fluctuante, había sido observada por

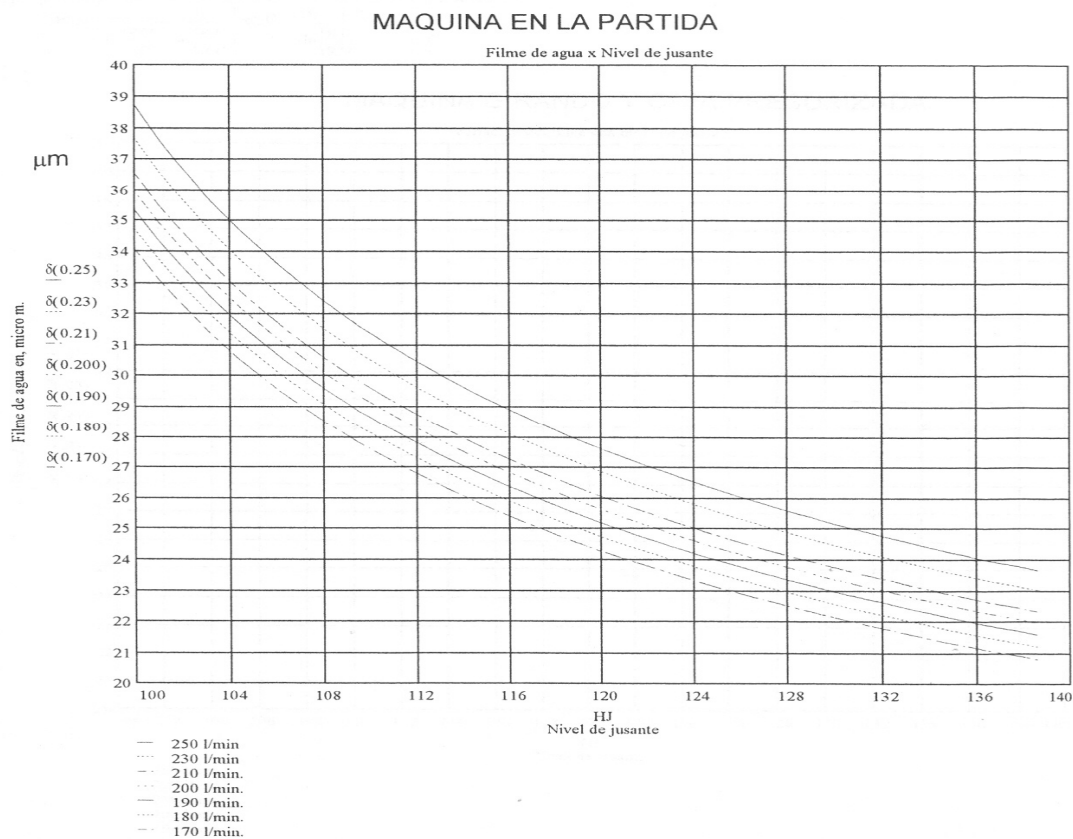


Fig 4. Nivel de aguas abajo x Filme de agua, μm
entonces en varias unidades. La misma se debe a que, al disminuir el filme de agua formado, existen puntos del anillo de carbón, que entran en contacto, con la pista produciendo un arrastre (lubricación Elastohidrodinámica) del anillo fluctuante. Hubo caso en el cual el anillo, una vez quebrados los pernos de guía, fue arrastrado y quedó preso por las mangueras, siendo que el mismo deformó permanentemente los 24

resortes (estos actúan sobre el anillo, manteniéndolo en su lugar, presionándolo contra la pista y también controlando su fluctuación). Para valores menores que **190 l/min.**, existen puntos para los cuales no se forma totalmente el filme ($\delta > 10 \mu\text{m}$), como consecuencia de una subida no uniforme del anillo.

- 1.3** Sabiendo que el anillo fluctuante sube en forma inclinada, y que cuando el caudal de agua a la caja de sellado cae a **180 l/min** este valor no garante la formación del filme mínimo requerido en los puntos del cuadrante “**Py-aguas arriba**”, pues los valores de “ δ ” en la entrada de agua a la caja, con relación al valor mínimo son del orden del 50% del valor máximo.

En efecto, el valor mínimo de “ $\delta \geq 10 \mu\text{m}$ ” deberá asegurarse, ya que al subir el anillo en forma irregular y aun sabiendo que “ $\delta_{\text{min.}} \approx \delta_{\text{max.}}/2$ ” (el valor máximo obtenemos del gráfico “**Nivel de aguas abajo x Filme de agua, μm** ”) y que el valor RMS de la rugosidad del conjunto pista/carbón es del orden de **7 μm .**, obtendríamos de “ $h_{\text{min}} = \delta_{\text{min.}} - 7 \mu\text{m}$ ” para una elevación de **120 m** aguas abajo y un caudal de **190 l/min** el valor de **5,5 μm** , que no atiende al valor mínimo aconsejable de **$h_{\text{min}} = 10 \mu\text{m}$** .

En Febrero del 92 las observaciones apuntaron para la conclusión de que las unidades tienen un comportamiento diferente y por lo tanto el valor crítico de 180 l/min no es único y en su lugar surge una faja crítica de 170 a 190 l/min., dependiendo de la unidad. (Ver comportamiento en el gráfico “**Nivel de aguas abajo x Filme de agua, μm** ”). Por este motivo, para la creciente ocurrida en dicho año se optó por elevar el caudal para 190 l/min. como mínimo, y 235 l/min. como máximo. Estudios posteriores con base a las mismas observaciones llevaron todavía a la conclusión de que la faja ideal sería de 200 a 235 l/min. Con este rango se podría trabajar con la unidad generadora en cualquier caída, pues tendríamos un $\delta_{\text{max.}} \approx 23 \mu\text{m}$. Para una elevación de aguas abajo de **127,7 m** el valor crítico sería $\delta_{\text{min.}} \approx 11,5 \mu\text{m}$, que es ligeramente superior al mínimo requerido $\delta_{\text{min.}} \approx 10 \mu\text{m}$. Por consiguiente para condiciones normales de generación tendríamos un valor mínimo de “**20 μm** ” para δ .

- 1.4** En las unidades que tuvieron ruptura del anillo de carbón, cuando desmontadas pudo observarse también segmentos del anillo despegados (todos los internos y la mayor parte de los externos). Como consecuencia fue determinada que el anillo fluctuante no más fuese levantado, de modo que, los segmentos que hubieren sido despegados no saliesen de sus alojamientos y de esta manera se rompiesen lo que traería como última consecuencia el desmontaje total de la caja para sustitución del anillo.

2.0 Conclusión

En conocimiento de todas estas variables, fueron tomadas providencias que eliminasen el riesgo del colapso del sistema.

Con la finalidad de eliminar el problema descrito en 2.1 fue introducido un diafragma regulador del caudal de agua a la caja de sellado calibrado en 200 l/min. como límite inferior inicial, de manera a evitar la faja crítica de 180 a 190 l/min. Eliminando sistema original de control del caudal que era un sistema fijo, que no permitía regulación y exigía la parada de la unidad para modificar el valor del caudal en caso de alteración del nivel del canal de fuga. Podemos decir por tanto que aquella hipótesis de que la caja de sellado deberá operar con 200

l/min y en una faja $40 \mu\text{m} \leq \delta \leq 55 \mu\text{m}$, conforme el memorial de calculo No. 5215-10-71371-I, en las condiciones reales no se cumple.

Si aumentamos el caudal de **200 para 250 l/min**, para cualquier nivel de aguas abajo, tendríamos efectos perjudiciales en los anillos de carbón, es decir debido a las grandes velocidades que alcanzaría el agua los anillos internos serían erodidos, desgastando la pista interna.(cuando el nivel de aguas abajo alcanzase la **El. 120 m.**), a fin de evitar esta posibilidad ya que también ha aparecido otro factor que no se puede contener en la situación actual, corrosión del eje de la turbina en la parte mojada, que por el giro actúa como bomba, ocasionando que el agua bombeada contra el eje erosione el carbón interno, se ha instalado en forma experimental un anillo con segmentos en material plástico desarrollados para el efecto que en la actualidad se encuentra en experiencia, hasta la fecha los resultados no presentan defectos ni inconvenientes.

3.0 Recomendación.

La modificación de las chapas de guía del movimiento axial del anillo fluctuante con la introducción de bujes DEVA evitará la aparición de grandes componentes de esfuerzos no deseables en la caja, como ser un posible trabamiento de la misma en alguna posición, pero no promoverá la subida paralela del anillo. La colocación de diafragmas en las mangueras de alimentación del agua a la caja introduce una pérdida de carga adicional en la tubería de alimentación, y desde que los efectos se sienten tan solo en épocas de creciente, podríamos actuar sobre la compresión de los resortes, que es justamente lo recomendado por el fabricante.

El giro del caudalímetro fue implementado de manera a realizar una lectura instantánea de la presión diferencial y a través de este valor verificar si la indicación del instrumento es real.

En la PIC fue incluida la limpieza de los bujes autolubricantes DEVA a cada 2 años , bien como las tuberías de toma de presión diferencial de los caudalímetros.

Es necesario evitar valores de presión elevados en la entrada de la caja de vedación , o caudales muy pequeños , bien como caudales muy elevados.

Existe la alternativa de instalar una válvula reguladora de caudal en la entrada de los filtros hidrociclón, la que básicamente actuaría en épocas de gran elevación del nivel del canal de fuga, hecho que podría viciar la válvula. Y a fin de corregir y mejorar el levantamiento inclinado del anillo, podría ser cambiada la tubería de admisión de las mangueras en el cuadrante **“Py x aguas arriba”**, por otra de mayor diámetro ya que:

$$q_o = k_o (p_s - p_r)^{1/2}$$

donde:

k_o coef. de descarga del orificio y es función del N^o de Reynolds

$$R_e = \frac{d_o}{\eta_o} [2\rho(p_s - p_r)]^{1/2}$$

Como puede notarse por lo expuesto mas arriba, la subida del anillo con ayuda de placas e orificio fija, serviría cuando el canal de fuga estuviere bajo, si las placas fuesen calculadas para esos niveles. Para que estas actúen correctamente deberán inicialmente ser calculada las placas a ser instaladas, de manera que propicien una subida inversa a la actual, de forma a compensar los valores de huelgos con nivel alto del canal de fuga. Esto quiere decir que los valores de huelgo inicial en el sentido “**Py x aguas arriba**”, se situarían inicialmente con valores del orden de $\delta=39 \mu\text{m}$, y los actuales “**Aguas abajo x Br**” en el orden de $20 \mu\text{m} \leq \delta_{\text{min}} \geq 23 \mu\text{m}$, lo que no sería factible, pues acarrearían grandes pérdidas de carga, que no permitirían alcanzar los valores de empuje necesarios con niveles de canal de fuga elevados. Es decir, la máxima capacidad de operación sería limitada, a las elevaciones de **125 a 128 m**. Por lo tanto sería desaconsejable la instalación de placas de orificio fijas por los motivos expuestos.

4.0 Bibliografía

Fundamentals of Fluid Film Lubrication.
Bernard J. Hamrock.
Mc. Graw Hill.
1994.
Memorial de cálculo del fabricante.
Shaft Seal.
5215-10-71371-I.