

Diseño integral aplicado al cálculo del conjunto distribuidor de una turbina hidráulica

Juan Borrajo y Carlos Erice

Sector HYDRO, Industrias Metalúrgicas Pescarmona S.A

Carril Rodríguez Peña 2451, M5503AHY

Godoy Cruz, Mendoza

borrajoj@impsa.com.ar

Resumen – La determinación del pretensado necesario para minimizar las fugas de agua con distribuidor cerrado en una turbina hidráulica requiere la verificación de todas las partes del mecanismo. El análisis incluye el cálculo de tensiones y deformaciones para no comprometer la integridad y funcionalidad del mismo.

Para obtener resultados precisos, en donde se tenga en cuenta la contribución de la flexibilidad de todos los componentes, es indefectiblemente necesario modelar todo el aparato distribuidor en conjunto. Dicho tipo de análisis requiere de una capacidad computacional y programas de última generación, además de un diseño integral, que IMPSA ha adquirido recientemente. Esto ha permitido el ahorro de tiempo y costo de diseño, así como disminuir coeficientes de seguridad.

En el presente trabajo se presentan los resultados de la verificación del pretensado existente del anillo de regulación de una turbina Francis. También se determina un nuevo valor de pretensado óptimo tendiente a disminuir las fugas de agua y tensiones del mecanismo distribuidor completo. Por último se estudia la influencia de la flexibilidad de cada componente que forma el mecanismo de regulación, y se identifica a la parte crítico del conjunto.

Palabras Clave – Diseño integral, CAD, elementos finitos, tensiones, contactos.

I. INTRODUCCIÓN

La necesidad de aumentar al máximo los beneficios y de innovar de una empresa de ingeniería se encuentra estrechamente asociada a la constante aparición en el mercado de software de simulación con nuevas capacidades. Estos permiten ampliar el campo de análisis y modelación, así como mejorar la precisión en los estudios, aunque hace más sofisticado y costoso el modelado. Sin embargo, esto no necesariamente repercute en un prolongamiento de la etapa de diseño.

La capacidad computacional actual permite una integración de técnicas computacionales que hasta hace poco años atrás era prácticamente imposible de realizar a escala industrial. Dicho proceso puede alcanzar todas las áreas de la ingeniería asociadas al diseño ingenieril, desde la realización del primer boceto en un sistema CAD, pasando por programas de cálculo, optimización y selección del material, hasta llegar a los sistemas de producción. El objetivo de utilidad final de estos esfuerzos es confluir todas las técnicas en un proceso racional de diseño, tendiente a reducir tiempo y costos.

En los últimos años IMPSA ha prestado especial atención a estos aspectos aunando esfuerzos para lograr una creciente integración de las diferentes etapas en el proceso de diseño. Esta ha sido acompañada por una importante inversión en software, hardware y capacitación. Esto le ha permitido

mejorar su capacidad de modelación y predicción de los componentes que fabrica, y optimizar sus diseños.

En el presente trabajo se incluye una aplicación concreta de un diseño integral orientado a la determinación del pretensado necesario a aplicar a un distribuidor de una turbina Francis con el fin de evitar fugas de agua en la posición cerrado. Tal análisis requiere también la verificación del estado tensional del conjunto distribuidor completo para no comprometer la integridad de las piezas y el correcto funcionamiento del mecanismo.

II. MECANISMO DE REGULACIÓN

La regulación de los álabes directrices, tanto en turbinas Francis como en turbinas Kaplan, se realiza accionando dos servomotores que actúan directamente sobre el mecanismo de regulación. Este consta básicamente de un anillo de regulación, bielas, pernos, bujes, palancas, y un sistema de protección. En la Figura 1 se encuentra bosquejado las partes y funcionamiento del mecanismo de regulación de los álabes directrices. Las dimensiones generales y el número de álabes quedan definidos por la hidráulica de la turbina y las características del salto de agua.

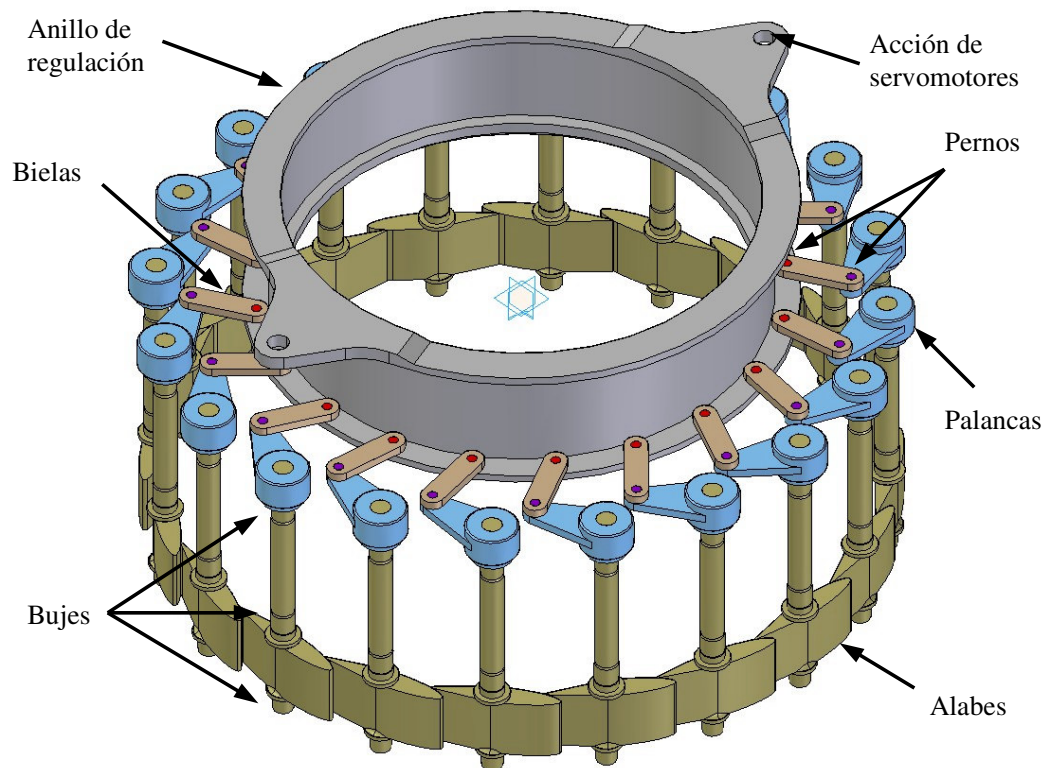


Figura 1. Distribuidor completo en posición cerrado.

El anillo de regulación, actuado por los servomotores, gira sobre su eje central. El movimiento es transmitido a los álabes directrices a través de las bielas y palancas unidos por pernos. Estos últimos son montados con interferencia en el anillo y en la palanca respectivamente.

La parada de la máquina se realiza girando los álabes a la posición cerrado. Para evitar fugas de agua entre álabes, la posición cerrada del distribuidor se logra con un 'pretensado' del anillo de regulación. El valor del pretensado generalmente puede variar desde unas décimas de milímetros hasta dos o tres milímetros, dependiendo del diseño del conjunto de regulación, la flexibilidad del mismo y las presiones que actúan sobre los álabes.

La turbina de nuestro estudio es del tipo Francis con las siguientes características: 42,1 MW de potencia, salto neto de 264 m, velocidad de 514,3 rpm, caudal de 17,36 m³/sec, diámetro del rodete de 1400 mm y 20 álabes directrices. A la misma inicialmente fue asignado un pretensado al anillo de 2mm. Desde la puesta en marcha de la misma se comprobó la existencia de filtraciones de agua entre los álabes, y por consiguiente la imposibilidad de detener la máquina por completo, asociadas a pulsaciones de la presión aguas abajo.

III. METODOLOGIA

Generalmente el cálculo de los álabes y demás componentes se realiza por separado, aplicando condiciones de contorno que permitan representar con la mayor precisión posible las condiciones de funcionamiento de la pieza. Sin embargo, un cálculo más fino o detallado de los componentes requiere que se tenga en cuenta la interacción entre las partes, obligando a una modelación no más de piezas aisladas sino de conjuntos. La metodología y técnicas utilizada para modelar todo el conjunto completo del distribuidor de una turbina hidráulica se describen a continuación.

La geometría de cada una de las partes fue realizada con el programa CAD Solid Edge v18 [1] trabajando directamente con modelos sólidos 3D macizos. Solid Edge utiliza tecnología paramétrica la cual permite introducir modificaciones en cualquiera de las dimensiones del modelo muy rápidamente. Siempre dentro del entorno Solid Edge se montaron las piezas aplicando relaciones de vínculo entre las mismas, de ésta manera se genera el modelo del mecanismo distribuidor completo. Otra característica importante de éste programa CAD es que permite una muy buena integración y comunicación con otros programas CAD y software de elementos finitos (Ansys y Patran/Nastran).

La verificación de la estructura se hizo aplicando el método de los elementos finitos. El programa seleccionado fue el Ansys Workbench v10 [2] debido a la simplicidad para definir los contactos, y a la facilidad y herramientas para converger a la solución del problema. Sin embargo la simplicidad y el alto grado de automatización que ofrece Ansys Workbench se paga con una limitación en la capacidad de modelado (por ejemplo no permite trabajar con modelos que contenga elementos sólidos, de superficie y lineales al mismo tiempo) y en las herramientas para mejorar la

convergencia (por ejemplo en el control incremental de la carga externa o en el enunciado de métodos de Newton-Raphson modificados).

Para una modelación más “artesanal” hay que pasar al entorno clásico de Ansys. Esto es posible exportando el modelo existente en Ansys Workbench, aunque se ha comprobado que a veces puede perderse información del modelo en el traspaso.

Otra alternativa posible es la de trabajar directamente con el paquete Patran/Nastran y utilizar la solución 600 (solución no lineal con el software Marc) [3].

En la Figura 2 se encuentra representado esquemáticamente la interacción entre los programas empleados en éste estudio, así como las capacidades y tipo de estudio que se puede realizar en cada uno.

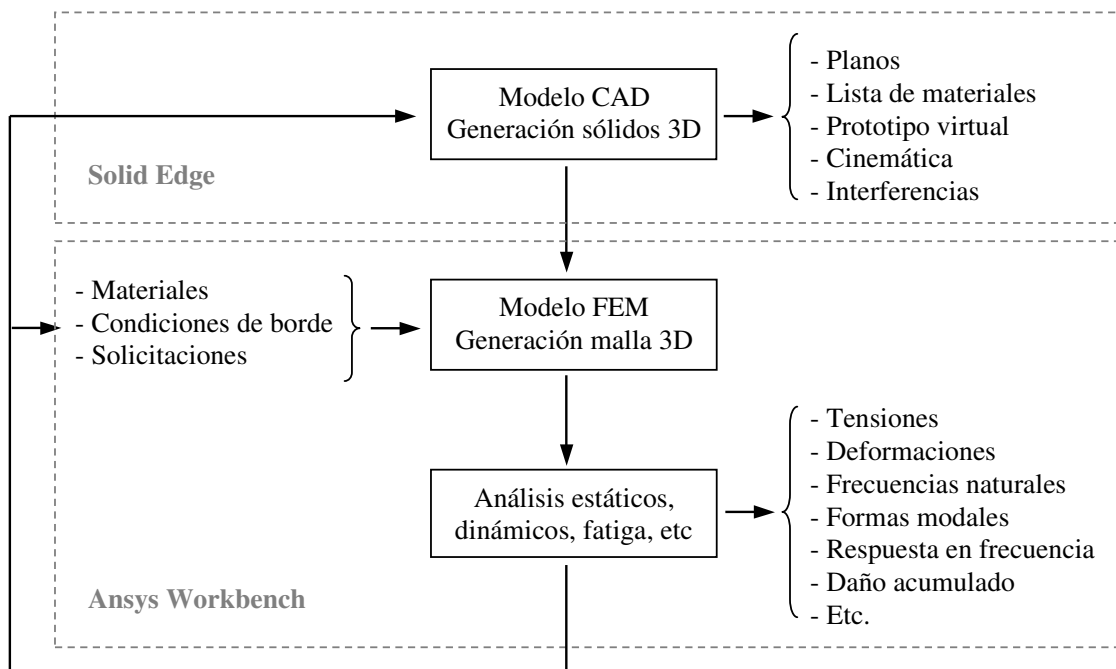


Figura 2. Esquema del proceso de diseño empelado.

A. Análisis de elementos finitos

1) Modelo de elementos finitos

El modelo de elementos finitos (MEF) está formado por elementos sólidos tetraédricos de segundo orden. La malla consta de 322586 nodos con tres grados de libertad cada uno. La densificación de la malla no es regular, por el contrario, es mayor en los componentes de mayor interés y en regiones más comprometidas en niveles de tensiones.

Las únicas cargas que actúan sobre el mecanismo son las presiones sobre las caras de los álabes y las fuerzas que ejercen los servomotores. En la condición de distribuidor cerrado la presión

aguas arriba es 2,8MPa y la presión aguas abajo es 0,14MPa, con ésta distribución de presiones los álabes tienden a la apertura. El pretensado del mecanismo se implementó imponiendo un desplazamiento de 2mm a cada uno de los ojales donde actúan los servomotores.

Cada álabe directriz cuenta con tres bujes autolubricados de material compuesto, que en el modelo se supusieron infinitamente rígidos. El coeficiente de fricción utilizado es nulo, o sea que permite el giro de los álabes pero no su desplazamiento en el plano. El anillo de regulación se encuentra impedido de desplazarse en dirección axial en todo su apoyo, pero libre de girar en torno a su eje central.

La transmisión de los esfuerzos y desplazamientos se realizó definiendo contactos entre las distintas partes del mecanismo distribuidor. Para los contactos entre anillo de regulación y pernos, palanca y álabe, palanca y perno se trabajó con contactos tipo 'bonded'. Por otro lado, para definir los contactos entre álabes, contactos entre los pernos y bielas se utilizaron contactos no lineales del tipo 'frictionless'. El primer tipo de definición no permite separación ni deslizamiento entre superficies, es lineal y se mantiene invariante durante el cálculo. El segundo tipo permite la separación de las superficies de contacto así como deslizamiento sin roce, es no lineal ya que la región de contacto se actualiza durante el cálculo.

Los álabes son de acero inoxidable X5 CrNi13.4 L1 con tensión de fluencia $S_F = 580\text{MPa}$ y tensión de rotura $S_R = 780\text{MPa}$, el resto de los componentes son de acero al carbono con $S_F = 350\text{MPa}$ y $S_R = 490\text{MPa}$.

2) Solver

Como resultado de la aplicación del método de elementos finitos, la solución del problema se obtiene resolviendo el sistema de ecuaciones siguiente:

$$[K] \cdot \{u\} = \{F_E\} + \{F_C(u)\} \quad (1)$$

donde

u : vector de desplazamientos (g.d.l.), incógnita.

K : matriz de rigidez de la estructura.

F_E : vector de fuerzas externas.

$F_C(u)$: vector de fuerzas de contacto, es función de los desplazamientos.

Debido a que las fuerzas de contacto son función de los desplazamientos el problema resulta ser no lineal. Para resolver este tipo de problemas se aplica el método de Newton-Raphson, NRM [4]. Este método permite obtener la solución aproximada del problema generando una secuencia iterativa de soluciones que convergen hacia la solución final.

El problema definido por (1) es equivalente a encontrar la raíz u_{SOL} de la función residuo $r(u)$, entonces:

$$\{r(u)\} = [K] \cdot \{u\} - \{F_E\} - \{F_C(u)\} = 0 \quad (2)$$

Básicamente el procedimiento se inicia de una estimación de la solución inicial y NRM obtiene una mejor aproximación haciendo:

$$\{u\}^{(n)} = \{u\}^{(n-1)} - \frac{\{r(u^{(n-1)})\}}{[r'(u^{(n-1)})]} \quad (3)$$

donde

$u^{(n)}$: vector solución en la iteración n-esima.

$u^{(n-1)}$: vector solución en la iteración (n-1)-esima.

$r(u^{(n-1)})$: vector residuo evaluado con la solución (n-1)-esima.

$r'(u^{(n-1)})$: matriz que contiene las derivadas parciales del vector residuo evaluado con la solución (n-1)-esima, o sea, el Jacobiano de la función residuo.

El método continua iterando hasta que el valor del residuo para la nueva estimación es menor que un error aceptable (definida por un adecuado criterio de convergencia), y $u_{SOL} = u^{(n)}$.

El método utilizado para la formulación de los contactos fue el Augmented Lagrange [5]. Este posee la ventaja sobre otras formulaciones (Pure penalty, MPC, Normal Lagrange) de ser mejor condicionado y tener menos sensible al valor de rigidez de contacto.

Para los contactos tipo frictionless las fuerzas que se generan en el mismo quedan determinadas por la (4); mientras que para los bonded directamente se impone que los desplazamientos de la cara de contacto de un cuerpo sean iguales a los de su par en contacto.

$$F_{C,normal} = \begin{cases} k_{normal} \cdot p + \lambda & \text{si existe contacto} \\ 0 & \text{si no existe contacto} \end{cases} \quad (4)$$

$$F_{C,tan\ gencial} = 0$$

siendo

k_{normal} : rigidez normal del contacto.

p : penetración entre los cuerpos en contacto.

λ : multiplicador de Lagrange modificado.

IV. RESULTADOS

En primera instancia se analizó la configuración actual del mecanismo de regulación, es decir, con un pretensado de 2mm.

En esta etapa también se definieron los parámetros de los contactos que luego se mantuvieron constantes para el resto de los análisis. Esto es muy importante para obtener resultados precisos, lograr la convergencia de la solución y disminuir tiempos de cálculo.

A. Configuración actual

Un número de análisis previos permitió definir los valores óptimos que gobiernan la formulación de los contactos, el tamaño de reconocimiento (pinball) y la rigidez de contacto. Para el primero se utilizó un radio del ‘pinball’ de 0,5mm en los contactos tipo ‘frictionless’, y 2,5mm en los ‘bonded’. El valor de rigidez de contacto se ajustó para obtener una penetración entre los cuerpos menor a 0,01mm. Se tomó este valor de penetración aceptable en cuanto un valor menor sólo se lograría con un aumento de la rigidez de contacto, sin embargo esto puede volver al sistema mal condicionado y por consiguiente dificultar la convergencia y aumentar notablemente los tiempos de cálculo.

Se configuró el solver para que las direcciones de búsqueda de la solución (el Jacobiano o matriz de rigidez) se evalúe en cada iteración. Esto incrementa el tiempo de cálculo por iteración pero aumenta la velocidad de convergencia global del problema.

Como resultado de la configuración se logró que la convergencia de la solución fuese relativamente rápida. Fueron necesarios 5 iteraciones para satisfacer el criterio de convergencia del método ($\|r\| < \epsilon \cdot \|r_{REF}\|$, con $\epsilon=0,001$ y $r_{REF}=F_E$). En la Figura 3 se grafica la convergencia y el criterio de convergencia en función del número de iteración.

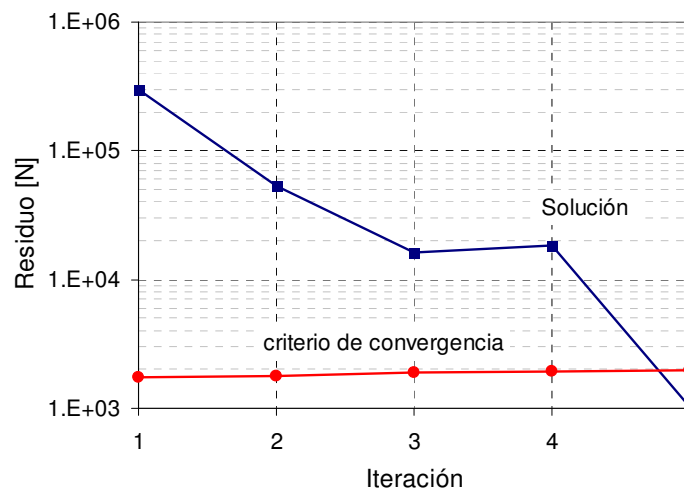


Figura 3. Convergencia de la solución.

En el caso de una velocidad de convergencia baja o directamente no convergencia del problema se puede plantear las siguientes alternativas, entre otras:

- aumentar la densidad de la malla en los contactos.
- disminuir la rigidez de contacto pero controlar cuidadosamente la penetración entre cuerpos.
- aplicar las cargas externas en forma gradual.
- reducir el paso de las iteraciones.
- cambiar la formulación de los contactos.

- verificar que el criterio de convergencia no sea demasiado restrictivo.
- probar con métodos de Newton-Raphson modificados.

1) Resultados de tensiones y deformaciones

En la Figura 4 se representa la distribución de la tensión equivalente de von Mises del aparato distribuidor. El nivel de tensión máximo se da en el álabe en correspondencia de la unión con el vástago. En ese punto existe un pico de tensión que alcanza un valor de 390 MPa. Para el resto de los componentes las tensiones pico son 43 MPa para la palanca, 90MPa para la biela y 260 MPa para el anillo de regulación; aunque los valores de tensión general son bastante menores, de 130, 30, 20 y 95 MPa respectivamente.

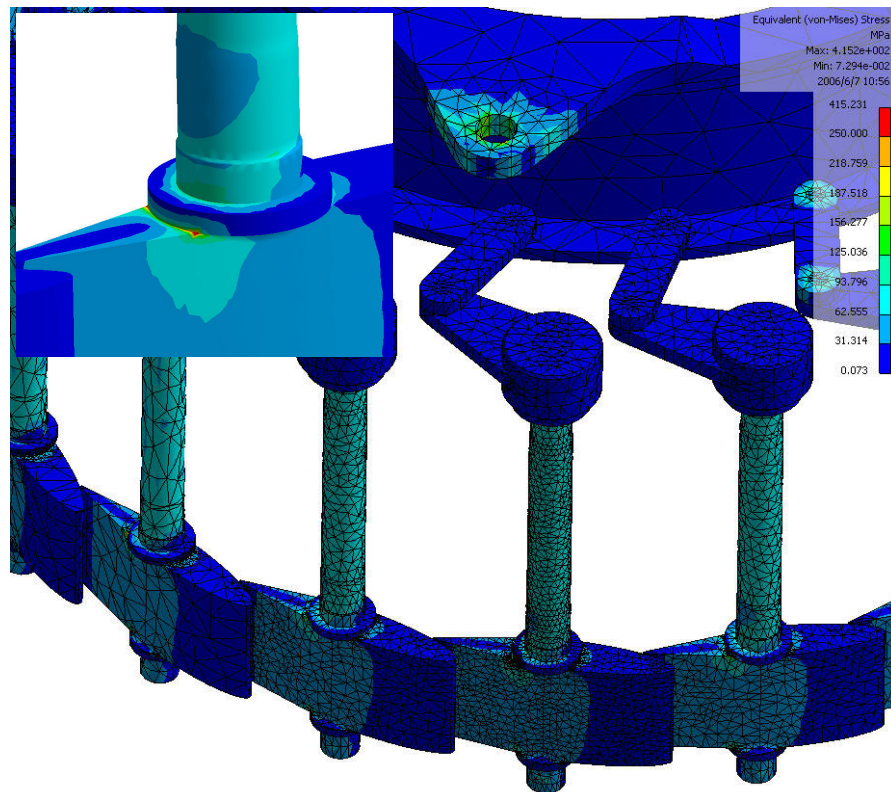


Figura 4. Distribución de la tensión equivalente de von Mises en MPa.

En lo que respecta a las deformaciones son aceptables. En la Figura 5 se encuentra representado con líneas la configuración no deformada y en colores la distribución de desplazamientos sobre una deformada aumentada 10 veces. En dicha figura se observa claramente la separación que se produce entre álaves.

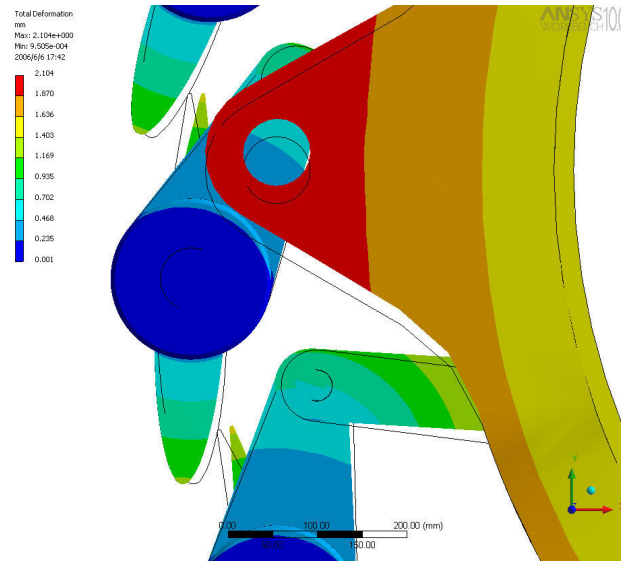


Figura 5. Distribución de desplazamientos en mm (deformada 10x).

2) Filtraciones de agua con distribuidor cerrado

En la Figura 6 se graficó la distribución de desplazamientos a lo largo del borde de fuga de un álabe (nº6) y de la zona de contacto del álabe consecutivo (nº5), y la diferencia de desplazamientos entre ambos. Se observa que el borde de fuga además de desplazarse en mayor grado debido a la tendencia a la apertura del mismo se deforma diferente al álabe adyacente, dando lugar a la abertura por donde se filtra el agua.

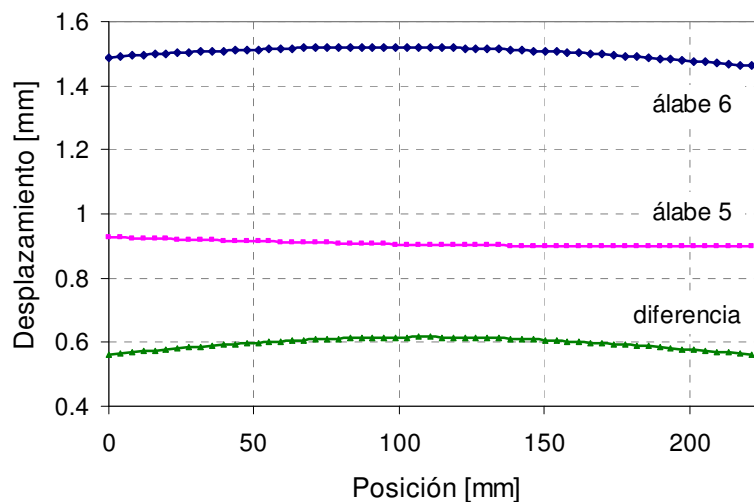


Figura 6. Distribución de desplazamientos en el contacto de dos álabes consecutivos.

Es posible cuantificar la sección de la abertura midiendo el área por debajo de la curva 'diferencia' de la Figura 5. Esta resulta ser de 131,9 mm².

El caudal de pérdida de agua en las zonas de contacto entre álabes se obtiene haciendo:

$$Q_p = n \cdot v \cdot s \quad \text{con} \quad v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (5)$$

donde

n: número de álabes del distribuidor

v: velocidad del agua (sin considerar pérdidas de orden hidráulico)

s: sección de la abertura del pasaje de agua

g: aceleración de la gravedad

h: altura del salto de agua

Entonces, usando la (5) con los valores de nuestro problema se obtuvo que la pérdida de agua total entre álabes es de 0,1956 m³/s, equivalente a un 1,12% del caudal de funcionamiento normal de la turbina.

En este punto es importante mencionar que la pérdida total de agua en la condición de distribuidor cerrado estará compuesta no sólo por las fugas entre álabes sino también por las pérdidas que se puedan dar a través del área anular entre disco y placas de desgaste [6], no contempladas en este trabajo.

B. Influencia del pretensado

A continuación se presentan los resultados sobre la influencia del pretensado de cerrado en las tensiones y deformaciones, con especial atención en las pérdidas de agua. Esto permitió identificar el valor óptimo para minimizar las fugas sin comprometer la integridad de la estructura. Se realizaron estudios con valores de pretensado de 0mm, 2mm, 3mm, 4mm, 5mm, 6mm, 6,5mm y 7,5mm.

1) Resultados de tensiones y deformaciones

Los análisis arrojaron que la influencia del pretensado sobre las tensiones generales del conjunto es baja. Sólo se obtienen diferencias considerables en la zona circundante a donde actúan los servomotores y en la unión del vástago con el álabe. Para ésta última la variación es apreciable solo para pretensados elevados, por ejemplo para valores de pretensado de 5mm, 6,5mm y 7,5mm la tensión máxima pico pasa de 392MPa a 395 MPa y 415MPa, respectivamente. En todos los casos los niveles de tensiones son absolutamente admisibles.

Por otro lado se obtuvo que el pretensado sí influye sobre los desplazamientos. En la Figura 7 se han graficado los valores de desplazamiento relativo entre el borde de fuga y la superficie de contacto de dos álabes consecutivos para diferentes valores de pretensado.

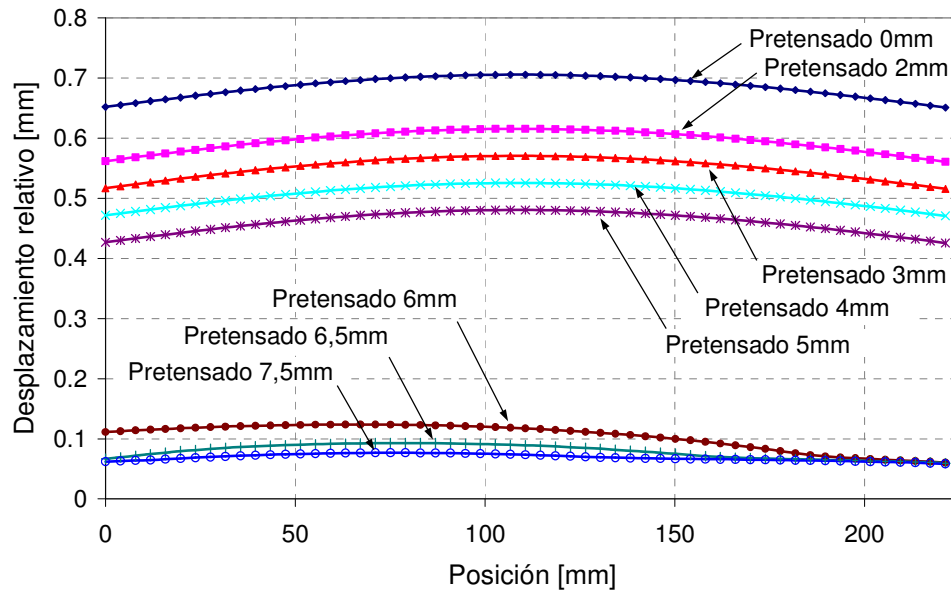


Figura 7. Distribución de desplazamientos relativos para diferentes valores de pretensado.

Se observa que existe un cambio de comportamiento para valores mayores a 5mm. Esto es atribuible a que con esos valores de pretensado se logra vencer los momentos que ejercen las resultantes de las presiones sobre los álabes e inicia a tener lugar el contacto entre álabes, tal como se observa en la Figura 8. En dicha figura se encuentra representado el estado del contacto entre dos álabes para tres valores de pretensado, 7,5mm, 6mm, y 5mm respectivamente. Sólo con los valores más elevados se obtiene un contacto efectivo entre parte. La primera región en entrar en contacto es la parte superior del borde de fuga, luego se expande hasta el centro hasta que para 7,5mm aproximadamente entra en contacto la parte inferior del borde de fuga del álabe.

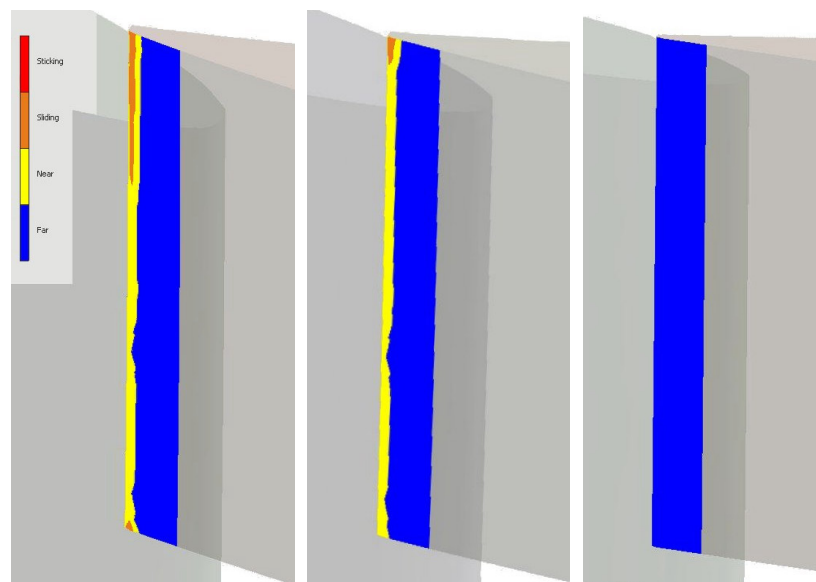


Figura 8. Estado del contacto para 7,5mm, 6mm, y 5mm de pretensado (far > 0,5mm de distancia, $0,05\text{mm} \leq \text{near} \leq 0,5\text{mm}$, sticking y sliding < 0,05mm = contacto).

Un ulterior análisis permitió determinar que los álabes entran en contacto completamente, anulando así las pérdidas de agua por ésta zona, recién con un pretensado de 10mm.

2) Filtraciones de agua con distribuidor cerrado

En la Tabla 1 se detallan los valores de la sección de la abertura entre álabes, el caudal de agua que se pierde por ella y el porcentaje del caudal nominal que ésta representa.

Tabla 1. Valores de fuga de agua entre álabes para diferentes pretensados.

Pretensado	0mm	2mm	3mm	4mm	5mm	6mm	6,5mm	7,5mm
Sección de la abertura, mm ²	151,9	131,9	122,0	112,0	102,0	23,1	17,6	15,3
Fuga de agua entre álabes, m ³ /s	0,2251	0,1956	0,1808	0,1660	0,1513	0,0343	0,0261	0,0227
Porcentaje del caudal nominal	1,29%	1,12%	1,03%	0,95%	0,86%	0,20%	0,15%	0,13%

Se advierte que para valores de pretensado que no logran poner en contacto los álabes (menores de 6mm aproximadamente) existe un decaimiento lineal de las filtraciones de agua en función del pretensado, ver Figura 8.

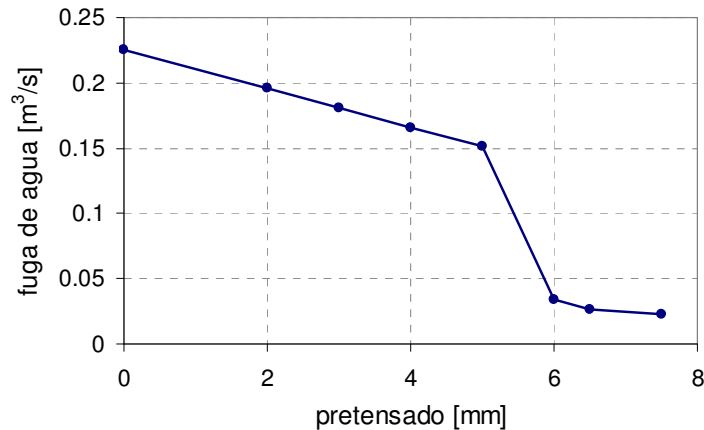


Figura 9. Valores de fuga de agua en función del pretensado de los álabes.

Esto hace pensar que la causa estaría originada por la flexibilidad del conjunto. Para confirmar esta hipótesis y cuantificar de alguna manera la contribución de la flexibilidad de cada una de las partes del mecanismo se realizaron otros análisis. Se estudiaron cinco situaciones diferentes en las cuales alternativamente se consideraron a algunas de las partes del mecanismo como cuerpos infinitamente rígidos para un mismo valor de pretensado (6,5mm). Esto se logró asignando a los

mismos un valor del módulo de elasticidad tres ordenes de magnitud mayor. Los casos estudiados se resumen en la Tabla 2 donde se identifican a los cuerpos rígidos con la letra R y a los flexibles con la F.

TABLA 2. Casos de análisis para estudiar la contribución de la flexibilidad de los componentes.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5
Alabes	R	F	F	F	F
Palancas	R	R	F	F	F
Bielas	R	R	R	F	F
Pernos	R	R	R	R	F
Anillo de regulación	R	R	R	R	F

Los resultados se compararon en función de los valores de caudal de pérdida de agua resultante. Obviamente el caudal de pérdida para el caso 1 es cero, mientras que para el resto de los casos es $0,0217 \text{ m}^3/\text{s}$, $0,0267 \text{ m}^3/\text{s}$, $0,0267 \text{ m}^3/\text{s}$ y $0,0261 \text{ m}^3/\text{s}$ respectivamente. Por lo tanto se demuestra que la contribución de la flexibilidad del álabe (principalmente la del eje) es muy grande, la palanca contribuye pero en mucho menor medida y la flexibilidad del resto de los componentes prácticamente no influye.

En base a los resultados obtenidos se estima que el mejor compromiso entre tensiones, deformaciones y pérdidas de agua se obtiene con un pretensado de 6,5mm. Este se logra aplicando una fuerza en los servomotores de 92458N. Las reacciones en los bujes inferior, medio y superior del álabe más solicitado son $1,139\text{e}5\text{N}$, $1,0921\text{e}5\text{N}$ y $1,569\text{e}4\text{N}$.

V. CONCLUSIONES

El presente trabajo permitió la integración de diferentes etapas y programas utilizados en el diseño mecánico de turbinas hidráulicas, y en particular para el conjunto distribuidor. Se comprobó la muy buena comunicación entre el programa CAD Solid Edge y los programas de análisis por elementos finitos Ansys Workbench y Patran/Nastran.

Tal proceso consintió además calcular en forma precisa las distribuciones de tensiones y desplazamientos para los distintos componentes que forman el mecanismo distribuidor, en una misma corrida. También se evaluó la influencia del pretensado sobre las fugas de agua con distribuidor en posición cerrado. Se determinó que el valor de pretensado óptimo para evita fugas de agua y niveles de tensión excesivas es de 6,5 mm.

Se observó que prácticamente los primeros 5 mm de pretensado son absorbidos por la cadena cinemática del mecanismo del distribuidor y la flexibilidad de los cuerpos. Los milímetros por encima de éste valor corresponden sí al pretensado efectivo que ven los álbes. Esto es principalmente

causado por la elevada flexibilidad del álabe. La contribución de la flexibilidad del resto de las partes que forman el mecanismo es muy baja.

Se pudo también determinar que las tensiones en las diferentes partes del mecanismo distribuidor no cambian sustancialmente hasta que la zona de contacto entre álabes no se vuelve considerable (pretensados mayores a 7,5 mm).

REFERENCIAS

- [1] UGS Corporation, *Solid Edge versión 18*, Granite Parkway, Estados Unidos, 2006.
- [2] ANSYS Inc., *Ansys Workbench release 10*, Canonsburg, Estados Unidos, 2006.
- [3] MSC Software, *MSC.Nastran implicit nonlinear (SOL600) analysis*, MSC Software Corporation, Santa Ana, Estados Unidos, 2005.
- [4] K.J. Bathe, *Finite element procedures*, Prentice- Hall, Englewood Cliffs, 1996.
- [5] J.C. Simo and T.A. Laursen, “An augmented lagrangian treatment of contact problems involving friction”, *Computers and Structures*, vol. 42, no. 1, pp. 97-116, January 1992.
- [6] C. Erice, A. Mirasso, “Shihlin hydropower project. Operating mechanism leakage analysis”, Report Interno, IMPSA Hydro, Febrero 2002.