

SIMULACION NUMERICA DEL EFECTO DE BLOQUEO (STALL) EN LA VENTILACION DE UN GENERADOR-MOTOR

Hugo R. Borgna

Mechanical Engineering, IMPSA HYDRO, Generator Department
e-mail borgna@impsa.com.ar

Hugo P. De Vecchi

Numerical Simulation, IMPSA HYDRO, Technological Research Center
e-mail devecchi@impsa.com.ar

Alejandro O. García

Electrical Engineering, IMPSA HYDRO, Generator Department
e-mail garcia@impsa.com.ar

Leopoldo D. Millan

Deputy Manager, IMPSA HYDRO, Technological Research Center
e-mail millan@impsa.com.ar

*IMPSA, Centro de Investigaciones Tecnológicas, Rodríguez Peña 2451, (5503) Godoy Cruz,
Mendoza, Argentina.*

Tel. + 54-261-413-1300 Fax. + 54-261-413-1410

RESUMEN

En este trabajo se presentan los estudios realizados para evaluar el comportamiento del aire de refrigeración en los canales radiales del estator de un generador-motor. Debido a la influencia del rotor se produce una componente tangencial de alta velocidad que puede generar un bloqueo al pasaje de aire en la entrada a los canales radiales del estator, perjudicando la ventilación de la máquina. Estos estudios fueron realizados durante la etapa de ingeniería con el objeto de descartar la posibilidad del bloqueo y buscar las relaciones geométricas óptimas para disminuir la caída de presión en la embocadura a los canales radiales del estator.

En el caso particular de estudio, el rotor tiene una velocidad tangencial elevada. Esto derivó en la necesidad de simular numéricamente el fenómeno, para poder predecir el comportamiento de la ventilación en la zona estudiada. En este estudio se analiza la parte central de los componentes del generador en forma conjunta tanto rotor como estator.

ABSTRACT

In this work are presented the studies performed to evaluate the behavior of the cooling airflow in the radial stator ducts of one generator-motor. Due to the rotor influence in the speed tangential component it can be produced the Stall phenomena, what may generate the air circulation blocking at the entrance of the stator core radial ducts impairing the machine ventilation. These studies were made during the engineering studies aiming to discard the possibility of the Stall and to look for the optimum geometrical relationships to decrease the pressure drop in the stator entrance ducts.

In this particular case, the generator has a very large tangential component. This brought the necessity of the numerical simulation of this phenomenon, to let us to make a prediction of the ventilation behavior in the studied zone. In this work it was analyzed the central part of the generator components both together stator and rotor.

INTRODUCCION

Los generadores-motores accionados por turbinas-bombas de centrales hidroeléctricas de rebombeo, utilizan el movimiento rotatorio del rotor del generador para producir un flujo de aire que refrigere tanto su parte rotante como su parte estática.

El aire ingresa por la parte central del rotor y se desplaza radialmente a través de canales dispuestos a tal efecto en la llanta del rotor y posteriormente entre los espacios interpolaes. Luego este flujo de aire debe ingresar a los canales de ventilación del estator del generador. Al llegar a esta parte estática la velocidad del aire tiene una componente tangencial muy grande, la cual es una de las variables por las cuales se realizó el estudio.

El estator esta fabricado mediante un apilado de chapas; cada cierta altura se colocan perfiles de acero que actúan como soportes de estos paquete de chapas. Los espacios dejados entre estos separadores forman los canales de ventilación del estator.

La ventilación de los generadores es materia de estudio desde hace largo tiempo, pero para la obra en particular que se estaba analizando se alcanzaban velocidades tangenciales muy altas, por eso se decidió hacer una comprobación por CFD del comportamiento de la corriente de aire en lo que se considera era la zona más crítica: el ingreso de los canales de ventilación del estator.

La distancia del extremo de los separadores de ventilación con respecto a la entrada del canal de ventilación (que llamaremos "A") demostró ser muy influyente sobre el caudal a admitir. Este trabajo consistió en analizar diferentes distancias "A" hasta encontrar la que mejor se adapte a este caso en particular. Se presentan los casos para $A = 3, 10$ y 13 mm.

DESCRIPCION DEL MODELO

El rotor del generador consta de 24 polos con 80 canales, para el paso de aire. Para el estator se tomó una geometría común para todos los canales de ventilación, la cual consta de 40 canales en altura, periodicamente espaciados.

Para el modelo numérico se aprovecharon las periodicidades en altura y en rotación para simplificar su forma y tamaño. Se utilizaron dos mallas, una para la parte rotante y otra para la estática. La malla del rotor es un volumen de 42 mm de alto y una apertura de 15 grados; en ella se representa un polo, dos canales de ventilación (mitad a cada lado), una cámara en el centro (por donde ingresa el aire) y la mitad del entrehierro.

La malla correspondiente al estator tiene una apertura de un grado y una altura de 42 mm y comprende a un canal de ventilación. Este canal esta dividido en su interior en tres canales por la presencia de dos separadores que actúan de soporte de las chapas apiladas. En la figura 1 se observa una vista del conjunto, y la figura 2 la malla utilizada.

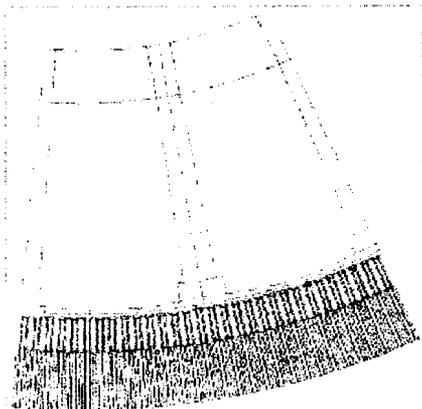


Figura 1

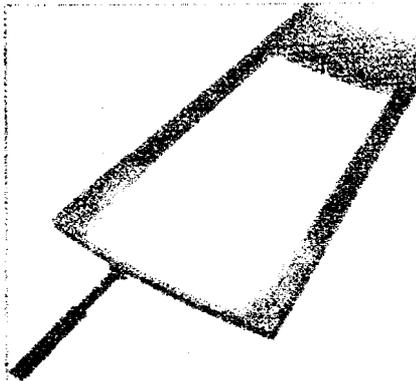


Figura 2

PROCEDIMIENTO DE CALCULO

Para el cálculo se utilizó el programa CFX-TASC flow que usa el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas. Las dos mallas están conectadas a través de una superficie deslizante mediante la función "stage interface". Esta función toma los resultados de una cara de la interface (lado rotante), los promedia y pasa ese valor a la interface opuesta (lado estático). De esta manera es posible trabajar con dos sistemas de referencia.

Como condiciones de contorno se utilizan superficies de periodicidad rotacional a los lados, y de periodicidad traslacional en las superficies superior e inferior de las mallas. Las superficies que representan las paredes usan una ley logarítmica de variación de velocidad para simular la capa límite. En las condiciones normales de operación, tanto a la entrada como a la salida del aire la presión es igual a la atmosférica. La diferencia de presión necesaria para el desplazamiento del aire es producida únicamente por la rotación del generador.

Por motivos de estabilidad en el cálculo las condiciones de contorno a la entrada fueron impuestas de otra manera: a la entrada se fijaba el caudal de aire necesario, y a la salida se imponía como promedio la presión atmosférica (101325 Pa). Luego de varias iteraciones, al disminuir los residuos de las ecuaciones, se controlaba la presión estática a la entrada y a la salida. Estas debían ser iguales y tener el valor de la presión atmosférica. En caso de que la presión estática a la entrada fuera mayor a la atmosférica esto significaría que para admitir el caudal impuesto se necesita una diferencia de presión mayor a la provocada por la rotación del generador. Por lo tanto, se debía disminuir el caudal y realizar el cálculo nuevamente.

ANALISIS DE RESULTADOS

El caudal necesario había sido impuesto como de 65 m³/s. Este fue el valor utilizado para comenzar el proceso de cálculo. Recordemos que en el volumen a estudiar solo se tomó un polo de los veinticuatro y, de los ochenta canales distribuidos en toda la altura del generador solo se tomaron dos.

La forma de la entrada a los canales del estator demostró ser de gran influencia en el caudal ingresado y en el comportamiento del flujo de aire. Este canal está dividido en su interior en tres canales por la presencia de dos separadores que actúan de soporte de las chapas apiladas. Se estudiaron tres posiciones de estos soportes (A= 3, 10 y 13 mm) y el diseño se realizó en función de este parámetro. A continuación se muestran los resultados obtenidos y comparaciones en las tres diferentes posiciones.

Presión estática: este fue el parámetro utilizado para controlar que la simulación represente las condiciones reales de operación del generador: presión atmosférica a la entrada y a la salida.

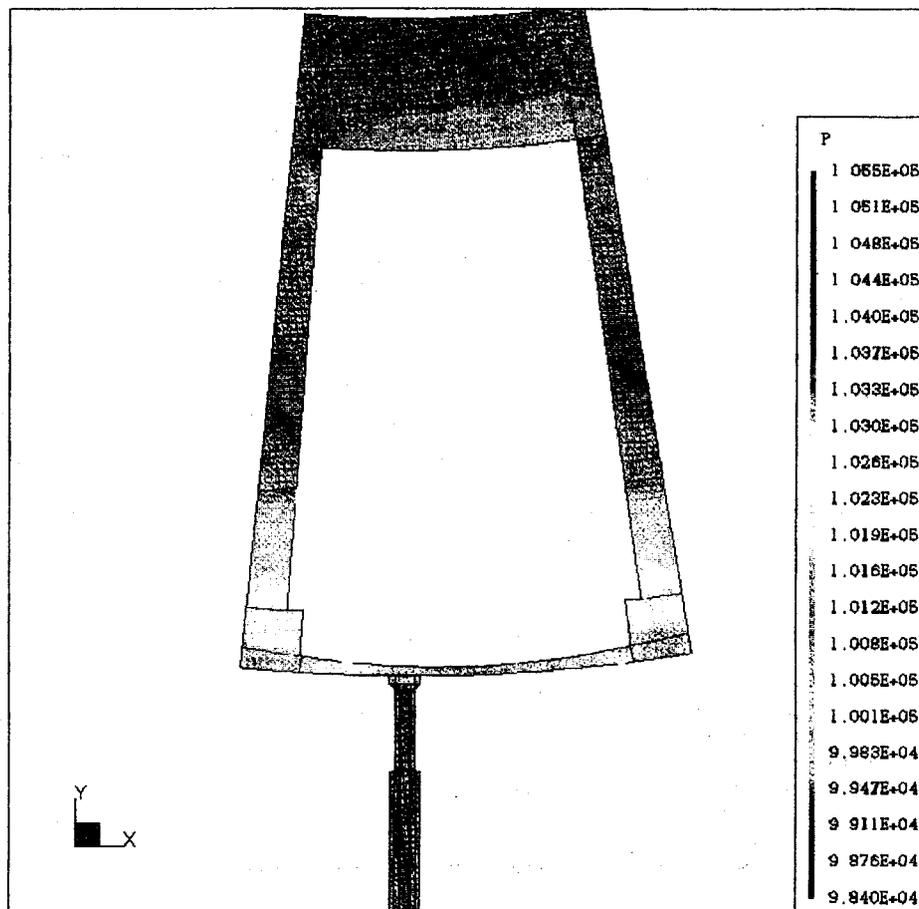


Figura 3: presión estática a lo largo de toda la malla

Presión total o energía: esta es una medida de las pérdidas de presión que sufre el fluido. Corresponde a la suma de presión estática y presión dinámica, por lo que toda disminución en este parámetro se debe a pérdidas por fricción, turbulencias, desprendimiento de flujo, etc.

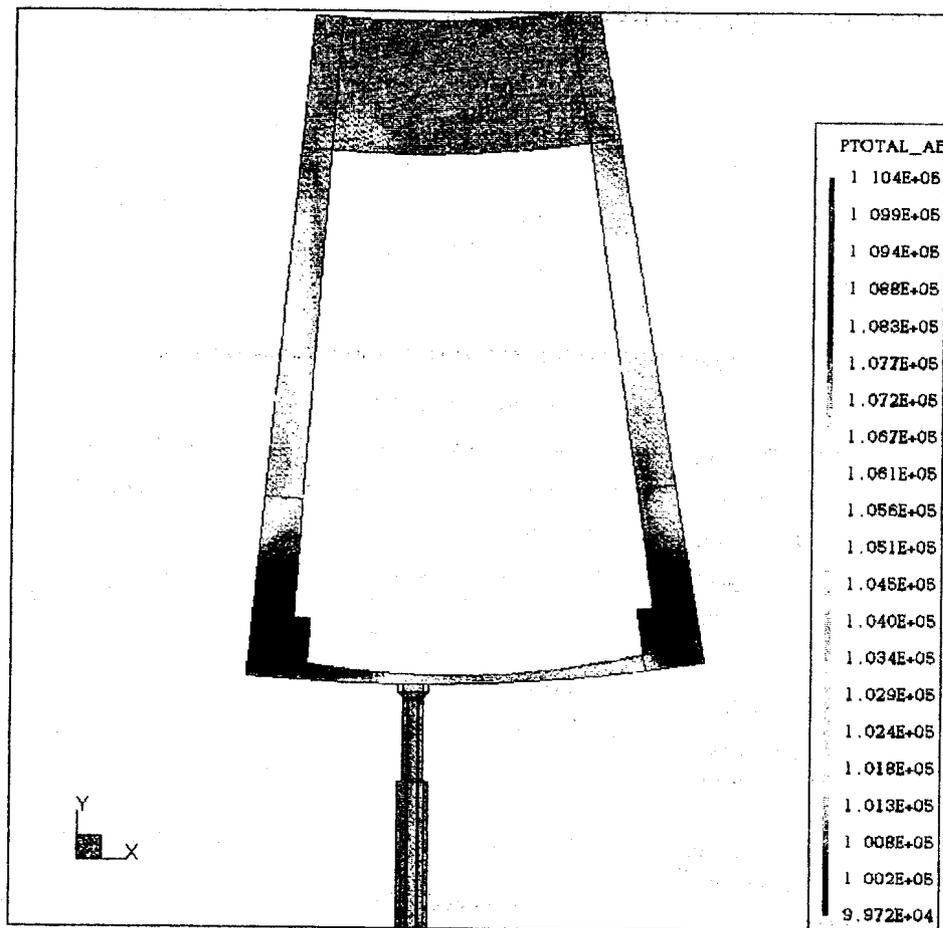


Figura 4: distribución de presión total a lo largo de la malla

Velocidades: debido a la velocidad de rotación del rotor del generador, en la interface entre rotor y estator se observan velocidades del orden de los 80 m/s. Esta gran velocidad provoca un vórtice a la izquierda de la entrada al canal debido a la expansión brusca que ve el fluido. Este vórtice actúa como una válvula que regula el caudal a ingresar al canal. También se forman vórtices con desprendimiento del flujo debido al gran ángulo de ataque con el que se encuentra con los separadores.

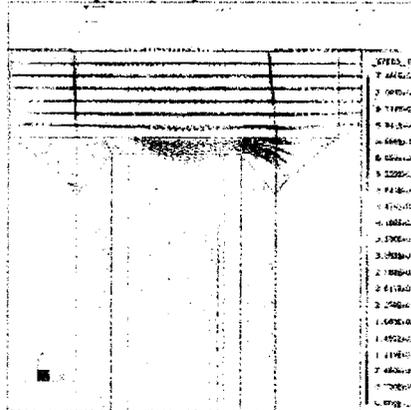


Figura 5: velocidades para A=3mm

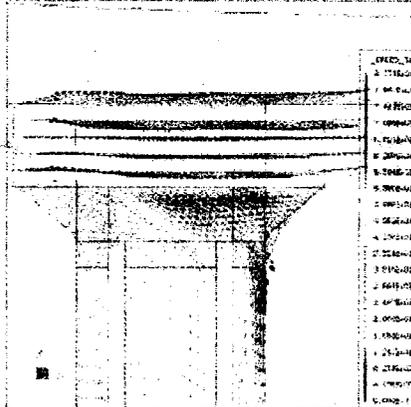


Figura 6: velocidades para A=10mm

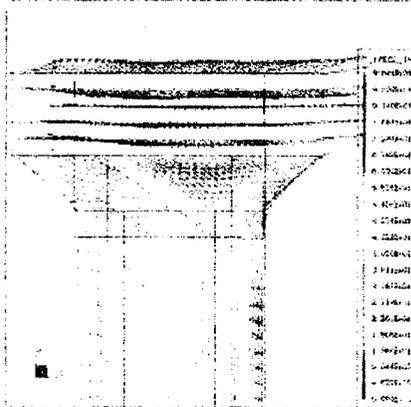


Figura 7: velocidades para A=13mm

Líneas de corriente: aquí se aprecian con mejor detalle las formas de los vórtices mencionados anteriormente. El color de las líneas de corriente esta de acuerdo a la velocidad alcanzada por la partícula en cada posición y la separación de las mismas nos da una idea del caudal que ingresa al canal.

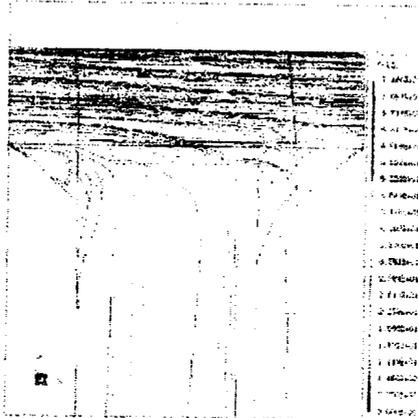


Figura 8: líneas de corriente para A=3mm

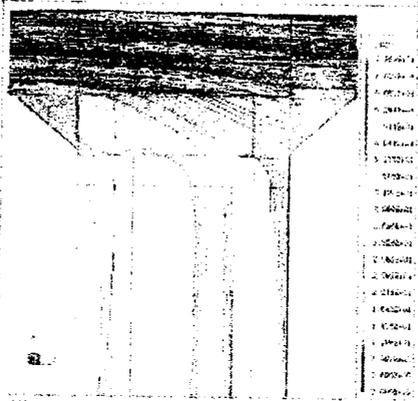


Figura 9: líneas de corriente para A=10mm

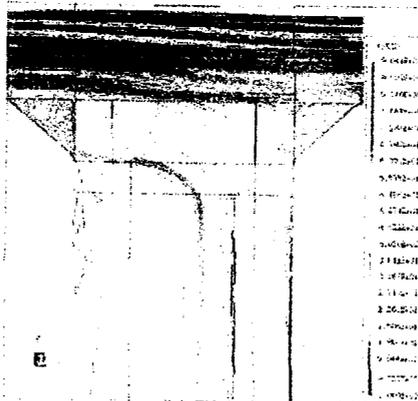


Figura 10: líneas de corriente para A=13mm

CONCLUSION

Se verificó en todos los casos estudiados que no se presentaba el fenómeno de bloqueo (stall) del pasaje de aire por los canales del estator, la cual fue la principal finalidad del presente trabajo.

Finalmente la posición de los separadores que mejor se adaptaba a estas condiciones de trabajo fue la de $A=10$ mm. Se adoptó esta posición porque era la que permitía mayor caudal de ingreso al canal de ventilación. Se alcanzaban las condiciones de operación (presión a la entrada = presión a la salida = presión atmosférica) al utilizar solamente el 77% del caudal inicial ($Q = 50 \text{ m}^3/\text{s}$).

La máxima presión, provocada por la rotación, se encontró a la entrada de la parte estática ($p = 106800 \text{ Pa}$, 10.98 m c.a.). En los otros casos el vórtice que se produce a la entrada del canal bloquea considerablemente el paso de aire.

Un dato que refleja la influencia de este vórtice a la entrada de los canales es la distribución del porcentaje de caudal de aire que ingresa en cada uno de las tres partes en que están divididos: los canales central y derecho absorben el 48% y el 44% del total respectivamente, mientras que el canal izquierdo solo toma el 8% del caudal total.