

ANÁLISIS DE NAVIER-STOKES TRIDIMENSIONAL EN ESTADO ESTABLE DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO EN LA INTER ETAPA 1 DE UNA TURBINA DE GAS FRAME 7

Alejandro Hernández Rossette
Instituto de Investigaciones Eléctricas
Av. Reforma 113, Col. Palmira, 62490
Cuernavaca Morelos, México
Tel: 52 777-3623811, Fax: 52 777-
3623834
E-mail: ahr@ie.org.mx

Zdzislaw Mazur C
Instituto de Investigaciones Eléctricas
Av. Reforma 113, Col. Palmira, 62490
Cuernavaca Morelos, México
Tel: 777- 52 3623811, Fax: 52 777-
3623834
E-mail: mazur@ie.org.mx

RESUMEN

Se presentan los resultados de la simulación por CFD (Computational Fluid Dynamics) realizada a la primera etapa de una turbina de gas GE Frame 7. El análisis incluye la modelación tridimensional del canal de flujo en la tobera y el álabe móvil para conocer las distribuciones de las velocidades, temperaturas y presiones del flujo principal de gases calientes que se desarrollan en la inter etapa. Los resultados son influenciados por las condiciones de frontera impuestos en las propiedades del flujo principal, la rotación del álabe móvil, así como la simulación de inyección de aire de enfriamiento en la tobera.

El presente estudio se enfoca en la validación del modelo de la malla del conjunto tobera-álabe, para posteriormente realizar un análisis de transferencia de calor conjugada en un modelo con recubrimiento cerámico tipo barrera térmica (TBC) en el álabe móvil. El análisis es realizado en un código de CFD comercial orientado a turbomaquinaria utilizando las ecuaciones de flujos inestables 3D de Navier Stokes.

INTRODUCCION

Los elementos calientes de las turbinas de gas sufren de desgaste acelerado debido a las altas temperaturas a las cuales son sometidos [2000 K]. Esto origina termofluencia, fatiga térmica, corrosión en caliente, oxidación y deterioro de la

superficie del metal de los álabes y toberas principalmente de la primera etapa. La extensión de vida útil de estos componentes los cuales están conformados por superaleaciones muy costosas es una técnica que está siendo utilizada para reducir los costos de operación en las centrales de generación. Conocer el comportamiento de estos elementos durante su operación en estado estable y durante ciclos de paro y arranque, permite predecir los criterios de evaluación para su oportuna reparación antes de que la falla catastrófica ocurra.

La dinámica de fluidos computacionales (CFD) ha sido extensamente usada para analizar el flujo a través de maquinaria rotatoria en general (Wolfgang et al, 1998), Lakshminarayana, 1995), (Calvert et al., 1997), (Denton, 1999), (Glannville, 2001). Debido a los altos costos asociados con las pruebas, los códigos CFD han sido integrados en las primeras etapas del diseño. Este artículo describe la aplicación de un software comercial de CFD para modelar el canal de flujo de la primera etapa de una turbina de gas Frame 7, el cual consta de la modelación de las superficies de una tobera fija con ductos de enfriamiento y de un álabe móvil con ductos de enfriamiento integrados en una etapa. Además se enfatiza el análisis del efecto de la aplicación de un recubrimiento tipo barrera térmica (TBC) en la superficie del álabe móvil

variando a su vez la cantidad de flujo de aire de enfriamiento.

Los recubrimientos con barreras térmicas han venido a ser una tecnología indispensable debido a los incrementos en las temperaturas de entrada a la turbina. Estas barreras térmicas han sido utilizadas para hacer a los álabes y toberas más resistentes a la degradación superficial por corrosión en caliente. Los recubrimientos cerámicos son usados como barreras térmicas para disminuir temperaturas del metal base hasta en 100°C.

Los componentes del canal de flujo de las turbinas de gas, en particular las toberas y álabes móviles del primer paso, tienen que contrarrestar temperaturas muy elevadas utilizando diversas técnicas de enfriamiento. Los métodos tradicionales como, métodos de transpiración, rociado, y enfriamiento interno entre otros, son efectivos para mantener la temperatura de los álabes en niveles aceptables pero a expensas de la eficiencia del ciclo, debido a la dilución del elemento de enfriamiento con el gas de combustión. La reducción de estas pérdidas es esencial para lograr eficiencias del 60%. Estas eficiencias son posibles de lograr usando recubrimientos tipo barreras térmicas.

Este trabajo de investigación fue llevado a cabo para estudiar los efectos de varios parámetros que afectan tanto al álabe, el efecto de la radiación y las propiedades del recubrimiento del álabe móvil de la primera inter-etapa de una turbina de gas, usando un software de CFD multibloques en 3d orientado a turbomaquinaria.

NOMENCLATURA

t	Time
T	Temperature
k	Thermal conductivity
ρ	Density
Y^+	dimensionless wall distance

DESCRIPCION DEL ANÁLISIS

Método computacional CFD

Las simulaciones 3D fueron realizadas con un código comercial el cual es un paquete de CFD especializado para aplicaciones en turbomaquinaria. El paquete incluye la generación de los nodos, el módulo de proceso del fluido y el software de post proceso. El esquema numérico resuelve las ecuaciones de 3D de Navier-Stokes Reynolds-promedio (RANS) en grids multi bloques no-ortogonales estructurados. La flexibilidad de los nodos estructurados es lograda por la técnica de "Full-Non Matching Connections", la cual permite conectar arbitrariamente mallas de bloques de diferentes topologías de mallas o número de puntos entre cada uno.

El algoritmo numérico utilizado es un esquema explícito de 4 etapas Runge-Kutta (Jameson and Baker 1984). Se utilizan una serie de técnicas de aceleración de convergencias tales como, suavización residual implícita, tiempo de paso dual, multigrid completo. La integración del espacio es desarrollada usando una discretización de volumen finito de centrado de celda de segundo orden, con una disipación artificial de segundo y cuarto orden. Se pueden realizar cálculos con malla burda en modo automático o en cada nivel de refinamiento de malla.

Uno de los problemas que enfrenta el análisis de flujo turbulento se relaciona con la estimación del tensor de esfuerzos de Reynolds (es el tensor de esfuerzos en un fluido debido a fluctuaciones de turbulencia aleatorias en el fluido) que aparece en las ecuaciones de Navier-Stokes (conjunto de ecuaciones no lineales en derivadas parciales que describen el movimiento de un fluido) promediadas, por lo que se han desarrollado modelos matemáticos que permiten estimar el esfuerzo aparente.

Lo anterior se basa principalmente en la aplicación del principio de conservación del momento lineal, determinada por esta expresión:

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [2\mu (e_{ij} - \Delta\delta_{ij}/3)]$$

Y la aplicación de la ley de conservación de la masa, que se escribe:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0$$

Los modelos de turbulencia se clasifican de acuerdo al número de ecuaciones diferenciales de transporte usadas para las cantidades de turbulencia. Entre estos modelos se encuentran:

Modelos de cero ecuaciones: Estos modelos no involucran ecuaciones de transporte para las cantidades de turbulencia, son relativamente simples y emplean el concepto de viscosidad de eddy; ésta se obtiene directamente de experimentos por prueba y error a través de fórmulas empíricas o por relación con la distribución de la velocidad promedio.

Modelos de una ecuación: Con la finalidad de superar las limitaciones de los modelos de cero ecuaciones, se desarrollaron modelos que explicarían el transporte de las cantidades de turbulencia resolviendo las ecuaciones diferenciales de transporte para ellas. Estos modelos consideran el transporte difusivo y convectivo de la escala de velocidad turbulenta, por lo que son superiores a los de cero ecuaciones.

Modelos de dos ecuaciones: Estos modelos utilizan el transporte no solo de la Escala de la velocidad turbulenta sino también de la escala de longitud. Emplean una ecuación de transporte para la escala de longitud la cual permite la distribución de la escala de longitud aún en situaciones de flujo complejo.

En los distintos códigos de CFD, podemos encontrar varios modelos de turbulencia, los cuales pertenecen a la anterior clasificación, estos se diferencian por el número de ecuaciones de transporte, el refinamiento (precisión) de malla requerido, el costo (tiempo) computacional requerido para alcanzar una solución, la precisión en los cálculos y la disponibilidad con la que se cuenta cada modelo.

EL modelo de turbulencia utilizado para este estudio fue el de Spalart-Allmaraz, el cual es un modelo de una ecuación de turbulencia que puede ser considerado como un puente entre el modelo algebraico de Baldwin-Lomax y los modelos de dos ecuaciones. Este modelo se ha vuelto popular en los últimos años tanto por su robustez como por su habilidad para tratar flujos complejos. El principal avance del modelo Spalart-Allmaraz cuando es comparado con el Baldwin-Lomax es que el campo de viscosidad turbulenta de eddy siempre es continuo. Su ventaja sobre los modelos k-ε es principalmente su robustez y bajo uso de recursos de CPU y memoria. El principio de este modelo de turbulencia esta basado sobre la resolución de una ecuación de transporte adicional para la viscosidad de eddy.

Geometría y mallado

La primera etapa de la turbina de gas Frame 7 de 60 MW está compuesta por 36 toberas fijas y 92 álabes móviles. La figura 1 muestra la geometría de los álabes fijos y móviles que conforman la primera etapa de la turbina. La geometría de los álabes fue obtenida por medio de la Ingeniería inversa usando una Máquina de Medición por Coordenadas a control numérico.

El dominio numérico fue discretizado usando una malla de multi-bloques estructurado. Este tipo de mallado ofrece una precisión numérica mayor comparada con mallas tetraédricas no estructuradas.



Figura 1. Tobera y álabe móvil de la primera etapa

Adicionalmente se hizo énfasis en refinar la malla en zonas cercanas a la capa límite para minimizar errores numéricos. La malla del dominio del fluido fue construida usando una topología llamada "O4H".

Topology in m-theta plane

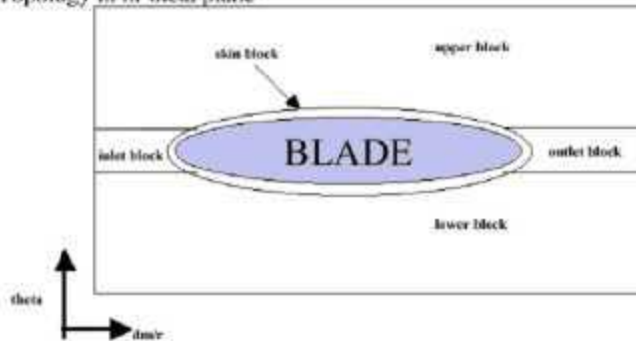


Figura 2. Topología utilizada

Esta topología permite tener elementos razonablemente ortogonales con la superficie de los álabes. La malla fue construida utilizando una opción multigrad de 3 niveles, esto permite computar soluciones en malla burda, interpolando resultados para inicializar subsecuentemente los cálculos con mallas medias y finas. Se utilizaron dos tipos de acoplamientos entre los nodos de los bloques:

full non matching: Este método permite la conexión de nodos entre bloques los cuales no coinciden en sus extremos con sus nodos vecinos, esto particularmente es útil cuando la geometría dificulta la paridad entre bloques.

Matching – grids: cuando la topología de la geometría no es muy compleja se pueden hacer las conexiones nodo con nodo, es decir existe una coincidencia entre los extremos de bloques vecinos. El dominio de la malla del fluido de la primera etapa (tobera y álabe móvil) es de $1'764\,438$ nodos. Este número total de nodos representa a una malla sensiblemente fina, la cual es función directa del parámetro adimensional (wall distance) y^+ . Este parámetro varía entre 1 a 10 en la superficie del álabe, siendo menor en la malla del fluido, por lo que es un valor razonablemente aceptable para la simulación con el modelo de turbulencia Spalart Allmaraz. En la figura 3 se puede observar la topología de mallado del canal de flujo y de los sólidos de la tobera y el álabe en sus tres niveles de multigrad.

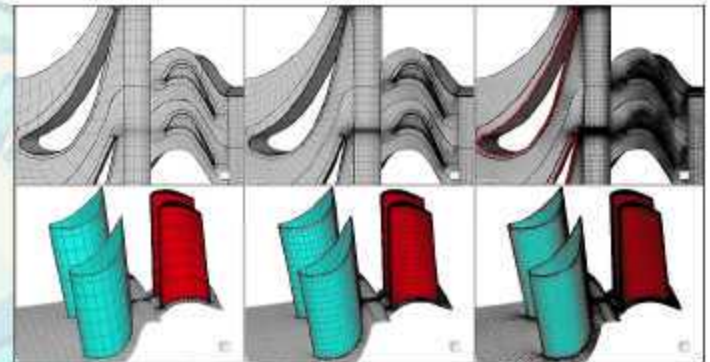


Figura 3. Topología de mallado del canal de flujo en sus 3 niveles de multigrad.

El mallado del sólido se hizo tanto para la tobera como para el álabe móvil. Para ambos casos la malla solo abarcó el perfil aerodinámico de los álabes. La tobera fue simplificada utilizando el módulo de "Bleeding" para simular el efecto de los ductos de enfriamiento internos que define esta configuración. La figura 4 muestra la configuración del sólido de la tobera con la simulación de enfriamiento en el lado succión, lado presión y en el filo de salida.

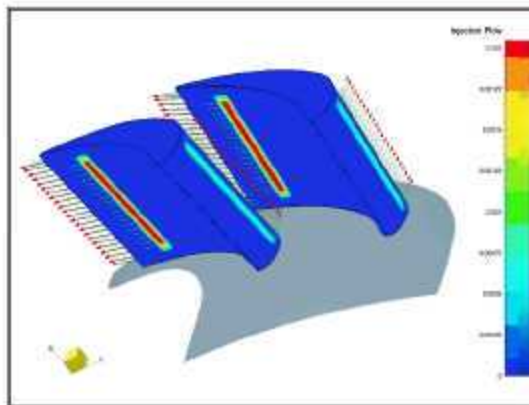


Figura 4. Modelo de la tobera con simulación de los ductos de enfriamiento

Para el mallado del álabe móvil fue necesario incluir en la malla 13 ductos de enfriamiento internos que atraviesan al álabe longitudinalmente. Para el mallado de cada ducto se tuvo un cuidado especial en la alta calidad de la malla, esto para minimizar los errores numéricos durante el cálculo de transferencia de calor conjugada entre fluido-sólido particularmente dentro de los agujeros y en su vecindad inmediata. La figura 5 muestra el refinamiento de la malla de los ductos de enfriamiento en el álabe móvil.

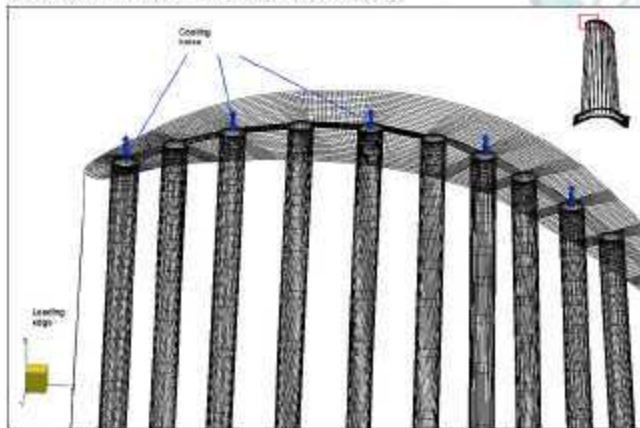


Figura 5. Topología de los ductos de enfriamiento del álabe móvil

El material del álabe es un Inconel 738 LC, el cual tiene una densidad constante de $\rho = 8110 \text{ kg/m}^3$ y una conductividad térmica de $k = 27.27 \text{ W/m-K}$.

La configuración del álabe incluye un recubrimiento cerámico tipo barrera térmica de ZrO_2 con 0.4 mm

de espesor. El valor asignado para la conductividad térmica de este tipo de recubrimiento fue de $k = 1.27 \text{ W/m-K}$.

La simulación CFD fue configurada con la primera etapa incluyendo tobera y álabe móvil con el fin de poder comparar los resultados del comportamiento del flujo principal con los datos de diseño de una hoja de pruebas del fabricante de la turbina.

Para estudiar la influencia del flujo másico del aire de enfriamiento, se configuraron las corridas disminuyendo el flujo másico de aire de enfriamiento de 4.5% a 2% del flujo de aire a la salida del compresor. Ver la tabla 1.

Tabla 1. Diámetros de los ductos de enfriamiento y cantidades de flujo másico configuradas en el álabe móvil.

Ducto No.	1	2 a 12	13
D(mm)	2.6	2.42	1.64
(Caso 1) 2% Flujo másico [Kg/s]	0.413 696	0.3602 2	0.1654
(Caso 2) 4.5% Flujo másico [Kg/s]	0.835 242	0.7244 63	0.33271 6

La malla final del modelo consta de 4.220 millones de Grids, de los cuales 2.7889 millones corresponden a la malla del fluido y 1.431 millones a la malla de los sólidos.

Condiciones de Frontera

Las condiciones de frontera del modelo se presentan en la tabla 2. Estos valores fueron tomados de la hoja de pruebas del fabricante de la turbina.

Tabla 2. Condiciones de frontera del modelo

Condiciones de frontera a la entrada	
Flujo másico a la entrada	211.4989 Kg/s
Temperatura estática del flujo principal (perfil)	Max Temp 1353.09 K
	Min Temp 1100 K
Flujo másico del aire de enfriamiento en la tobera	6.5412 Kg/s
Flujo másico del aire de enfriamiento en el álabe al 4.5%	9.1642 Kg/s
Temperatura del aire de enfriamiento	853 K
Condiciones de frontera a la salida	
Presión estática	472.980.3 Pa
Velocidad	3600 rpm

La corrida fue realizada en una Workstation HP XW6200 de 2.5 GHZ y 4GB de memoria RAM. El tiempo total de proceso fue de 40 hrs. con 1500 iteraciones para la configuración de la malla fina. Como criterio de convergencia se utilizó el flujo másico.

Validación y Resultados

En esta sección se presentan y analizan los resultados de la simulación.

La validación del modelo fue hecha comparando los parámetros del flujo principal a la salida del álabe móvil contra los resultados de la hoja de prueba del fabricante de la turbina.

En la tabla 3 se presentan los resultados de los parámetros del flujo principal y del error obtenido contra los valores de diseño. De ésta tabla podemos observar un error promedio de 3.15%, aunado a esto observamos que el modelo de turbulencia de SA tuvo muy buena convergencia con un residual total de RMS= 4, y un error en la predicción de flujo másico de 0.05%.

Los contornos de la distribución de la temperatura en el lado presión del álabe móvil mostraron muy buena similitud con las manchas por corrosión en el

álabe muestra después de 24,000 hrs. de servicio. Ver figura 6.

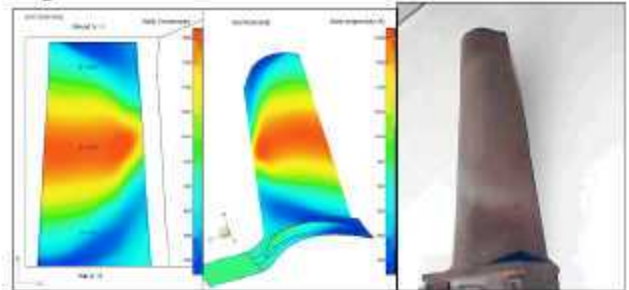


Figura 6. Contornos de temperatura en la superficie del álabe. Resultados de la simulación vs álabe expuesto a 24,000 hrs. de operación.

Comportamiento aerodinámico del flujo

La figura 7 muestra la distribución del número de Mach en el pasaje de la tobera al 50% de altura. El flujo transónico debido al gran radio de presión y a la reducción del pasaje en la sección transversal se acelera hasta 1.1 Ma., en el lado de succión. Este resultado muestra buena similitud con la revisión de literatura [9].

Tabla 3. Resultados de CFD del flujo principal vs. Datos de diseño del fabricante de la turbina.

Variables	Parámetros de diseño del fabricante		Resultados CFD	
	Entrada álabe	Salida del álabe	Entrada álabe	Salida del álabe
Presión [Pa]	621	472 980	602	472 980
	217.6	Presión estática	302.5	Presión estática
	Presión Total relativa		Presión Total relativa	Condición de frontera
			error = 3.04%	
Velocidad relativa [m/s]	362.71	408.9	350.587	417.06
	[0.557*651.2] (Mach)(Sound Vel.)	[0.638*640.9] (Mach)(Sound Vel.)	(pitch max) error = 3.34%	(pitch max) error = 1.99%
Temp [K]	1	1 172.2	1	1 110.85
	216.11		180.055	error = 5.23%
Empuje axial [N]	36 181.83		37 043	
			error = 2.38%	

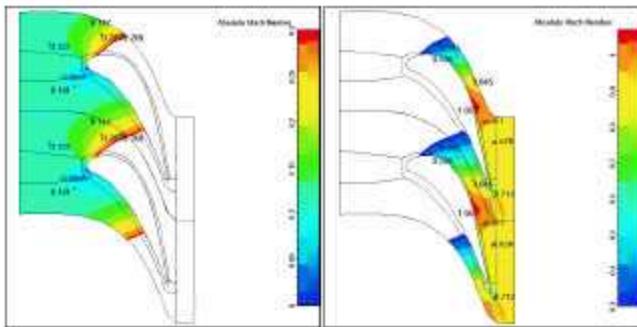


Figura 7. Distribución del número de Mach en el pasaje de la tobera

Resultados del Caso 1

Retomando el caso 1 donde se define que el flujo total de aire de enfriamiento en el álabe móvil es de 2% del flujo a la salida del compresor, fueron realizadas dos corridas con diferentes modelos de mallas, un modelo con malla sin recubrimiento y otro modelo con malla con recubrimiento.

La figura 8 muestra una vista en sección transversal del perfil del álabe móvil al 50% de altura. La temperatura máxima del metal del álabe móvil para el caso sin recubrimiento fue de 1129 K (856 C) y para el modelo con recubrimiento fue de 1082 K (809 C) en ambos casos la temperatura máxima se localizó en el filo de entrada. El Δt para este caso varía de $\Delta t=47$ a 63 considerando los puntos más calientes y fríos de los modelos con recubrimiento y sin éste.

La figura 9 muestra la influencia del recubrimiento a $S=0.1$, 0.5 y 0.9 de la altura del perfil. A $S=0.1$ cercana a la plataforma del álabe se observan las temperaturas mas bajas 889 K (616 C), el aire de enfriamiento a 847 K (574 C) está muy cercano a las condiciones de frontera impuestas. A $S=0.5$ se presentan las temperaturas mas altas en el filo de entrada, y el aire de enfriamiento incrementa hasta 894 K (621 C), eso representa un 4.8% mas caliente que el valor de entrada impuesto en la condiciones de frontera. A $S=0.9$ la temperatura del metal es ligeramente menor que en $S=0.5$ pero en la parte

media del cuerpo es mayor debido al calentamiento del aire de enfriamiento hasta 916 K (643 C) reduciendo la eficiencia de enfriamiento.

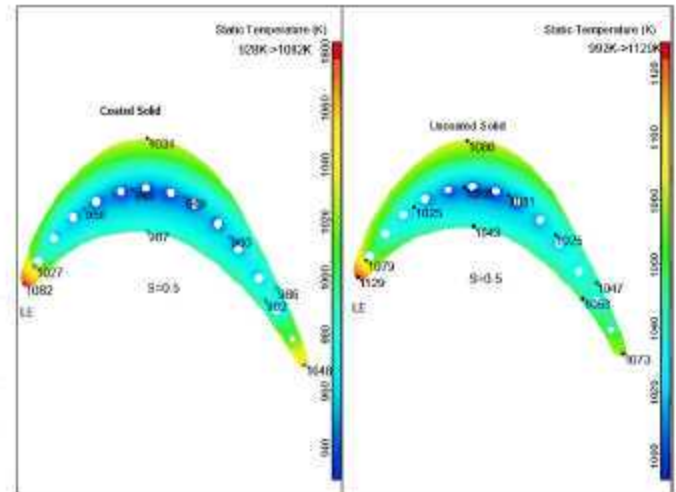


Figura 8. Distribución de temperaturas en la parte media del perfil del álabe con y sin recubrimiento.

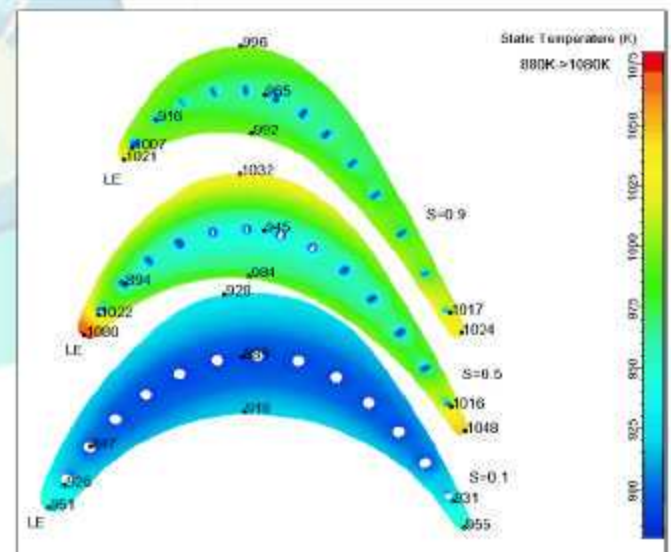


Figura 9. Distribuciones de temperaturas a $S=0.1$, 0.5 y 0.9 del álabe con recubrimiento.

La influencia de la baja conductividad térmica del recubrimiento en la distribución de temperaturas del material se muestra en detalle en una sección

transversal del perfil del álabe desde el recubrimiento hasta el ducto de enfriamiento No. 6.

Ver figura 10. La baja conductividad térmica del recubrimiento genera gradientes en recubrimiento mismo de 52 K en el lado succión y 47 K en el lado presión (líneas rojas). El gradiente de temperaturas en el metal base muestra un valor máximo de 83 K en dirección de lado succión hacia el ducto de enfriamiento No. 6 (línea gris). Para este caso con un flujo de aire de enfriamiento del 2%, la temperatura del metal del álabe decrece hasta 63 K con respecto al álabe sin recubrimiento.

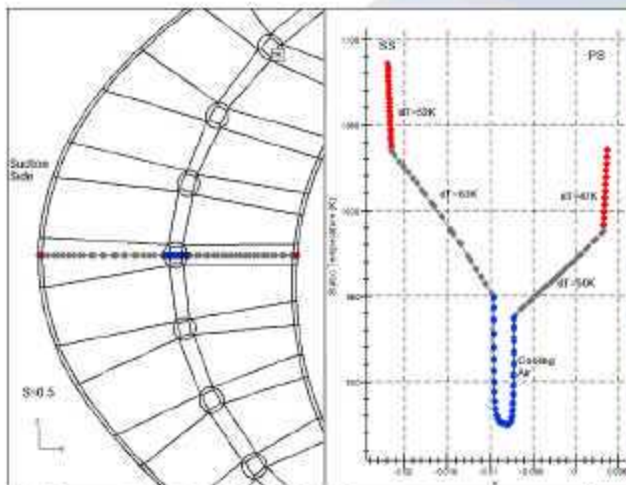


Figura 10. Distribución de temperatura en el recubrimiento a $S=0.5\%$. Caso 1.

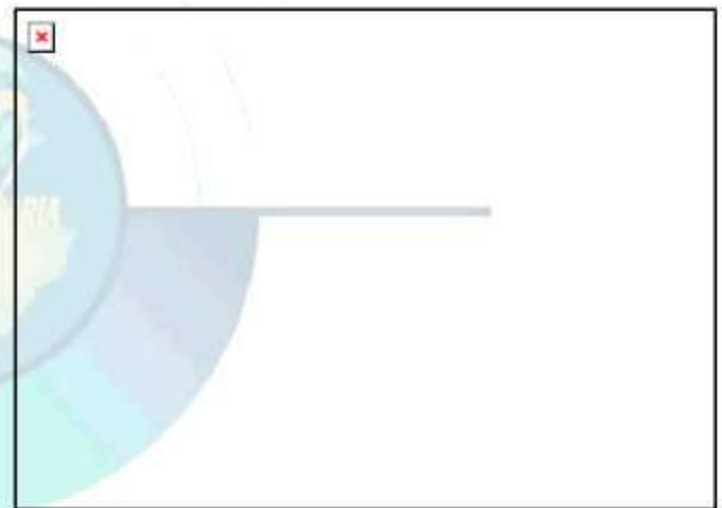
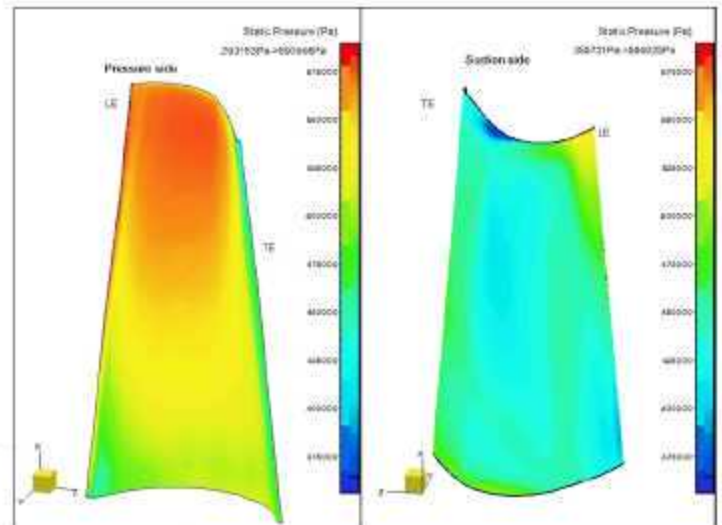


Figura 11. Distribución de la presión estática para el álabe con recubrimiento

Los contornos de presión estática se muestran en la figura 11. De esta figura se pueden observar los campos de presión en los lados de presión y succión del canal de flujo con un valor máximo calculado de 590 000 Pa, que se expande desde la mitad del álabe hasta la punta en el lado de presión. La figura 12 muestra la distribución de temperaturas en el pasaje del álabe móvil a $S=0.5$. La distribución tiene la influencia de la velocidad

rotacional del álabe móvil. La máxima temperatura estática calculada fue de 1201 K en la entrada del álabe y la mínima fue de 1150 K localizada a la salida del dominio.

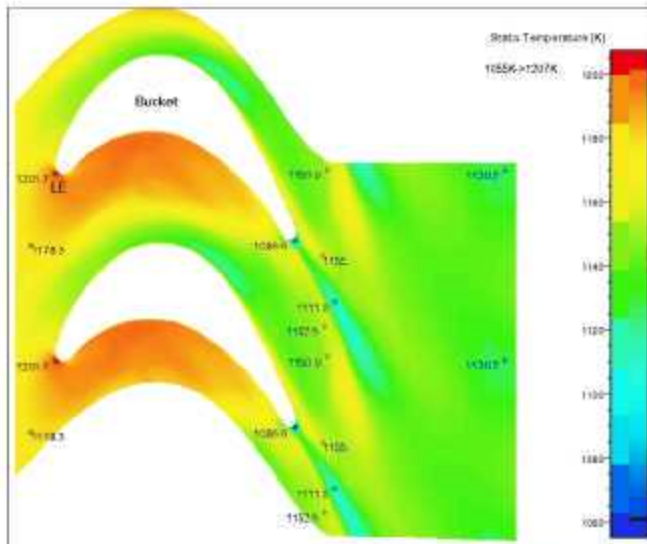


Figura 12. Distribución de temperaturas del flujo principal en el pasaje del álabe móvil a $S=0.5$

Resultados del Caso 2

El caso 2 fue corrido con 4.5% de flujo de aire de enfriamiento. La temperatura máxima calculada para el álabe sin recubrimiento fue de 1115K (842 C) localizada en el filo de entrada del álabe, y el álabe con recubrimiento mostró una temperatura máxima de 1064K (791 C) localizada en el filo de entrada también. Ver figura 13.

Para este caso tenemos entre 51-62 K mas baja la temperatura en el álabe con recubrimiento que sin este.

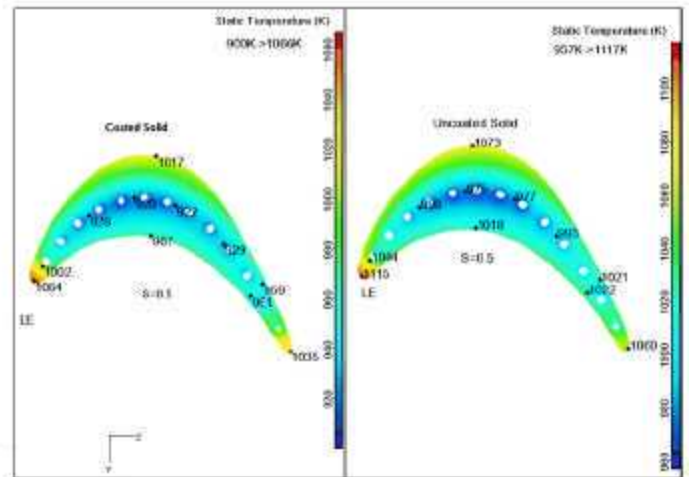


Figura 13. Distribución de temperatura en la parte media del perfil del álabe con y sin recubrimiento. Caso 2.

El gradiente de temperatura del recubrimiento para el caso 2 con un flujo de aire de enfriamiento al 4.5% es 60 K en el lado de succión y 50 K en el lado de presión. Ver figura 14. Para el metal base se tiene un gradiente de 96 a 55 K.

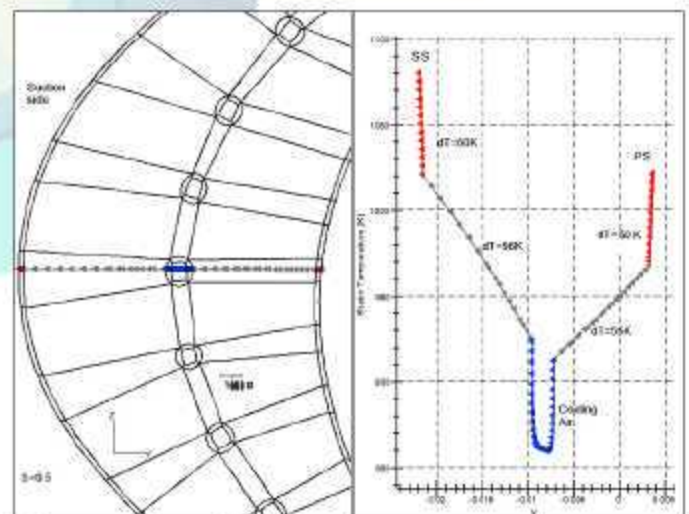


Fig. 14 Gradientes de temperatura en el recubrimiento Caso 2.

Las líneas de corriente del aire de enfriamiento mezclándose con el flujo principal en la punta del

álabe se muestran en la figura 15. Las líneas de corriente se incorporan con el flujo principal generando vórtices. La magnitud de la velocidad tiene un comportamiento transónico.

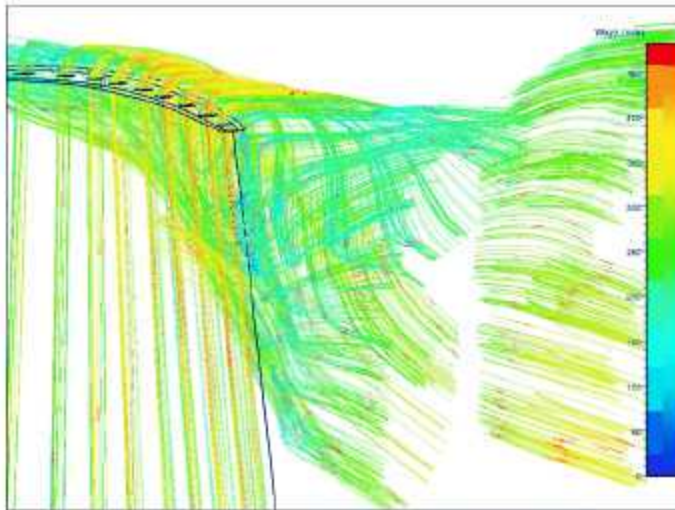


Figura 15. Líneas de corriente del flujo de aire de enfriamiento en la punta del álabe móvil.

La distribución de temperaturas en la sección transversal del álabe con recubrimiento al 10, 50 y 90 % de altura se muestra en la figura 16. Se puede observar la eficiencia de los ductos de enfriamiento a lo largo del eje radial del álabe. La temperatura del aire de enfriamiento incrementa hacia la punta del álabe de 848 K en $S=0.1$, 874K en $S=0.5$ hasta 870 K para una $S=0.9$, esto representa el 3% de incremento de la temperatura con respecto a la temperatura impuesta como condición de frontera. La pérdida de eficiencia en el enfriamiento es menor que en el caso 1.

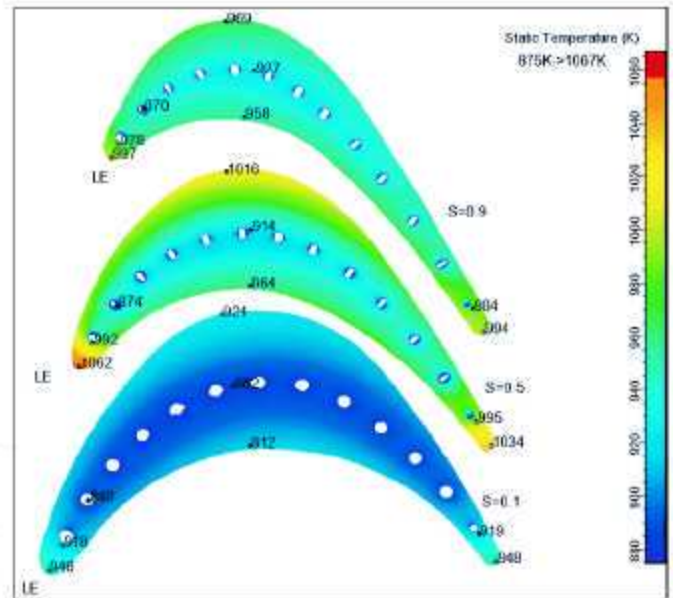


Figura 16. Distribución de temperaturas en el álabe con recubrimiento a $S=0.1, 0.5$ y 0.9

CONCLUSIONES

Se realizó un cálculo de transferencia de calor conjugado con un código RANS en la primer interetapa de una turbina de gas con ductos de enfriamiento tanto en la tobera como en el álabe móvil, incluyendo un modelo con recubrimiento cerámico tipo barrera térmica. El modelo de CFD para el sistema de enfriamiento de la tobera fue con el uso del módulo "Bleeding" del software por lo cual no fue necesario mallar ningún ducto de enfriamiento en la tobera.

Para el caso del álabe móvil se realizó una malla integral con 13 ductos de enfriamiento cruzando radialmente al álabe.

Los parámetros aerodinámicos del flujo tridimensional principal estuvieron muy congruentes con los datos de diseño del fabricante de la turbina, teniendo un error promedio del 3.1%. Además los contornos de temperatura en el lado de presión del álabe móvil concuerdan muy bien con las manchas por corrosión exhibidas en un álabe de muestra después de 24,000 hrs. de operación. Esta configuración validada del flujo principal fue utilizada para lanzar corridas de CHT de los Casos

1 y 2, para determinar las distribuciones de temperaturas de los álabes móviles con y sin recubrimiento cerámico.

Para el Caso 1 con el flujo de enfriamiento de 2 %, la temperatura máxima del metal base del álabes sin recubrimiento fue de 1129 K (856 C) localizada cerca del filo de entrada del perfil del álabes. Para el Caso 1 con álabes con recubrimiento la máxima temperatura fue de 1082 K (809 C). Para este caso el metal base del álabes con recubrimiento decreció aproximadamente 63 K con respecto al álabes sin recubrimiento. La baja conductividad térmica del recubrimiento resultó en un gradiente del recubrimiento mismo de 52 K del lado de succión y 47 K en el lado de presión. El gradiente de temperatura del metal base a $S=0.5$ fue de 83 K.

Para el Caso 2 con 4.5 % del flujo de aire del compresor, la temperatura máxima del metal base calculada para el álabes sin recubrimiento fue de 1115 K (842 C) localizada cerca de la punta del álabes, y el álabes recubierto mostró una temperatura máxima de 1064K (791 C) localizada también en el filo de entrada. Para este caso tenemos entre 51-62K mas baja la temperatura del metal base recubierto que sin recubrir.

El gradiente de temperatura del recubrimiento para el caso 2 fue de 60 K en el lado de succión y 50 K en el lado de presión. Para el metal base tenemos un gradiente entre 96 y 55 K.

De esta forma podemos concluir que el Caso 2 tiene mejor comportamiento en el enfriamiento. La mejora es de 20 a 31 K más frío que el álabes del Caso 1 comparándolos en $S=0.5$, aunque está mejora es a expensas de la eficiencia de la etapa. La barrera térmica tiene comportamiento similar para ambos casos, pero la temperatura del aire de enfriamiento tiene un mejor comportamiento para el caso 2 con un incremento de temperatura de 3 %

con respecto a su valor de entrada como condición de frontera.

Este modelo tridimensional predice la adición de un recubrimiento tipo barrera térmica en álabes móvil decreciendo la temperatura del metal base. Con este trabajo se tiene la capacidad de simular un análisis transitorio para poder predecir las cargas térmicas, esfuerzos térmicos y vida residual en ciclos de arranque y paro.

REFERENCIAS

- [1] Kizuka N., Sagae K., Anzai S., Marushima S., Ikeguchi T. and Kawaike K., "Conceptual design of the cooling system for 1700 °C-class hydrogen fueled Combustion Gas Turbines, ASME J. Eng. Gas Turb. Power 121 (1999)108-115.
- [2] Bohn D.E., Becker V.J. and Kusterer K.A., 1997, "3D Conjugate Flow and Heat Transfer Calculations of a Film-cooled Turbine Guide Vane at Different Operation Conditions", ASME paper 97-GT-23.
- [3] Han Z.X., Dennis B.H. and Dulikravich G.S., 2000, "Simultaneous Prediction of External Flow-Field and Temperature in Internally Cooled 3-D Turbine Blade Material", ASME paper 2000-GT-253.
- [4] Takayashi T., Watanabe K. and Takayashi T., 2000, "Thermal Conjugate Analysis of a First Stage Blade in a Gas Turbine", ASME paper 2000-GT-251.
- [5] Takayashi T. and Watanabe K., 2001, "Transient Analyses of Conjugate Heat Transfer of a First Stage Rotor Blade in Start-Up and Shutdown", ASME Turbo Expo 2001, June 4-7, New Orleans, Louisiana, USA.
- [6] Rigby D.L. and Lepicovsky J., 2001, "Conjugate Heat Transfer Analysis of Internally Cooled Configurations", ASME TurboExpo 2001; June 2001, New Orleans, Louisiana, USA. ASME paper 2001-GT-0405.

- [7] Krüger U., Kusterer K., Lang G., Rösch H., Bohn D. and Martens E., 2001, "Analysis of the Influence of Cooling Steam Conditions on the Cooling Efficiency of the Steam-Cooled Vane Using the Conjugate Calculation Technique", ASME TurboExpo 2001, June 4-7, New Orleans, Louisiana, USA, ASME paper 2001-GT-0166.
- [8] Z Mazur, Alejandro Hernandez Rossette, et al., 2003, "Desarrollo de Herramientas para Predicción de Vida Útil Residual de Álabes de Turbinas de Gas" (in Spanish), Internal Report IIE/43/11887/I002/P/DI/A4.
- [9] York and Leylek, 2003, "Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer Simulation of an Internally-Cooled Gas Turbine Vane", ASME TurboExpo, Atlanta, Georgia, USA, June 2003.
- [10] Yakhot V. and Orzag S.A., 1986, "Renormalization Group Analysis of Turbulence I. Basic Theory", J. Sci. Comp. I, pp. 3-51.
- [11] Launder B.E. and Spalding D.B., 1974, "The Numerical Computation of Turbulent Fluids", Comp. Meth, Appl. Mech. Eng. 3, pp.269-289.
- [12] T. Fujii and T. Takahashi, "Development of operating temperature prediction method using thermophysical properties change of thermal barrier coatings", Transactions of the ASME, Vol. 126 January 2004.
- [13] Kh. G Schmitt-Thomas and M. Hertter, "Improved oxidation resistance of thermal barrier coatings", Surfaces and coating technology 120-121 (1991) 84-88, Elsevier.
- [14] Advanced Cooled-Engine Shell/Spar Turbine Vanes and Blades, EPRI report AP-4751 Project 1319-5, August 1986
- [15] Rodi, W. 1979. "Influence of buoyancy and rotation on equations for the turbulent length scale", Proc. 2nd Symp. on Turbulent Shear Flows.
- [16] Zdzislaw Mazur, Alejandro Hernandez Rossette, et al, "Analysis of conjugate heat transfer of agas turbine first stage nozzle", Asme Turbo expo 2005, June 6-9 2005, Reno, Nevada, USA, Paper no. GT2005-68004
- [17] Th. Hildebrant, J., M. Kluge Swoboda, et al. "Unsteady 3D Navier-Stokes calculation of a film cooled turbine stage: Part 2 – cooling flow modeling via discrete cooling holes", European Commission, BRITE EURAM, Project contract No. BRPR-CT-0519, Project No. BE97-4440 (TATEF)
- [18] Henderson P. and Komenda J., 1999, "A Metallographic Technique for High Temperature Creep Damage Assessment in Single Crystal Alloys", J. Eng. Gas. Turb. Pow. 121, pp. 683-686
- [19] Dieter E. Bohn and Christian Tummers, 2003, "Numerical 3-D conjugate flow and heat transfer investigation of a transonic convection-cooled thermal barrier coated turbine guide vane with reduced cooling fluid mass flow" ASME turbo Expo 2003, June 16-19 2003, Atlanta Georgia, GT2003-38431.