



Efecto de la eficiencia de la película de enfriamiento en álabes de turbina al modificar la geometría del orificio de enfriamiento

Ing. Marco Antonio Rocha Landa

Egresado de la Licenciatura en Ingeniería en Mecatrónica
Escuela de Ingeniería. Universidad La Salle Cuernavaca
marcoantoniorocha255@gmail.com

Dr. Eder Uriel Martínez Sandoval

Docente de la Escuela de Ingeniería. Universidad La Salle Cuernavaca
ederurielmartinez.profesor@lasallecuernavaca.edu.mx

Resumen

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una rama de la mecánica de fluidos que emplea análisis numérico para resolver problemas relacionados con flujo y transferencia de calor, y es fundamental para comprender fenómenos complejos como el desempeño térmico de la película de enfriamiento en álabes de turbinas de gas [1]. En este estudio se plantea que modificar la geometría u orientación de los orificios de enfriamiento puede incrementar la eficiencia de la película al mejorar la distribución del flujo y disminuir la temperatura superficial del álabe.

El objetivo fue evaluar este desempeño mediante un análisis numérico de dos configuraciones de orificios inclinados a 30°: una alineada con el flujo principal y otra transversal. Ambas simulaciones utilizaron la misma relación de soplado ($BR = 0.491$). Los resultados indican que la geometría estándar generó una película más estable y con mejor cobertura, alcanzando una eficiencia (η) del 39.40%, mientras que la orientación transversal registró 10.36%, manteniendo adherencia superficial pese a su menor capacidad de aislamiento térmico.

Se concluye que la geometría convencional es la más efectiva bajo estas condiciones, aunque la alternativa constituye una base viable para futuras optimizaciones considerando variaciones de BR, ángulos compuestos o modelos de turbulencia.

Palabras clave: Álabes de turbina, dinámica de fluidos computacional (CFD), enfriamiento por película, geometría de orificio, relación de soplado (BR).

Abstract

Computational Fluid Dynamics (CFD) is a branch of fluid mechanics that uses numerical analysis to solve problems related to flow and heat transfer, and it is essential for understanding complex phenomena such as the thermal performance of cooling films in gas turbine blades [1]. In this study, it is proposed that modifying the geometry or orientation of the cooling holes can increase film effectiveness by improving flow distribution and reducing the blade's surface temperature.

The objective was to evaluate this performance through a numerical analysis of two configurations of holes inclined at 30°: one aligned with the main flow and the other oriented transversely. Both simulations used the same blowing ratio (BR = 0.491). The results indicate that the standard geometry generated a more stable film with better coverage, achieving an efficiency (η) of 39.40%, while the transverse orientation reached 10.36%, maintaining surface adherence despite its lower thermal insulation capability.

It is concluded that the conventional geometry is the most effective under these conditions, although the alternative configuration provides a viable basis for future optimization by considering variations in BR, compound angles, or turbulence models.

Keywords: Blowing Ratio (BR), Computational Fluid Dynamics (CFD), film cooling, hole geometry, turbine blades.

Nota editorial: En este artículo se respetó el estilo de citación IEEE del autor debido al estándar disciplinar en ingeniería. Se ha autorizado esta excepción a los lineamientos generales de citación en estilo APA utilizados por la revista.

Presentación y relevancia del estudio

Planteamiento del problema

Una turbina de gas es una turbomáquina que transforma la energía de combustión en energía mecánica para esta genere un trabajo en relación con su tamaño y peso. Las turbinas de gas trabajan en tres etapas principales: compresión, combustión, y expansión [2].

Estos sistemas son utilizados en trabajos que requieren altas temperaturas, por lo que se necesita un control preciso de estas temperaturas para garantizar su rendimiento óptimo y su durabilidad. El diseño de los álabes de las turbinas de gas tiene como principal desafío el enfriamiento, ya que se encuentran expuestos a condiciones de temperaturas extremadamente altas (entre 1372°C – 1477°C) y de presión durante su funcionamiento. Por lo que es necesario enfriar los álabes de turbina, tanto internamente como en la parte externa, para un funcionamiento óptimo y seguro [3].

El enfriamiento de los álabes se realiza mediante dos estrategias: enfriamiento interno y enfriamiento externo. El enfriamiento interno utiliza canales y pasajes para extraer calor desde el interior, mientras que el enfriamiento externo, o enfriamiento por película, descarga el flujo refrigerante a través de orificios sobre la superficie para formar una capa protectora que reduce la transferencia de calor desde los gases de combustión [3].

Objetivo de estudio

El objetivo general de este estudio fue evaluar el desempeño térmico de dos configuraciones de orificios de enfriamiento inclinados a 30°, una orientada al flujo principal y otra

transversal, mediante simulaciones CFD. De manera específica, se buscó analizar la formación y adherencia de la película de enfriamiento, comparar la distribución térmica en la superficie y determinar cómo la orientación del orificio influye en la eficiencia obtenida bajo una misma relación de soplado. Estos objetivos permiten comprender los mecanismos locales que gobiernan el enfriamiento por película en un álabe de turbina.

Hipótesis

La hipótesis planteada establece que modificar la geometría u orientación de los orificios de enfriamiento incrementa la eficiencia de la película al mejorar la distribución del flujo y reducir la temperatura superficial del álabe, en comparación con orificios convencionales.

Justificación

La eficiencia del enfriamiento por película en los álabes de turbina es esencial para su rendimiento y durabilidad en aplicaciones industriales. La geometría de los orificios de enfriamiento influye significativamente en este proceso, por lo que se propone su modificación como estrategia de mejora. Para analizar estos efectos, se empleará dinámica de fluidos computacional (CFD), que permite estudiar patrones de flujo, distribución de temperatura y eficiencia de manera más económica que los métodos experimentales. El objetivo del estudio es optimizar la geometría de los orificios de enfriamiento para aumentar la eficiencia, prolongar la vida útil de los álabes y beneficiar a la industria en rendimiento, seguridad y rentabilidad.

Estado del arte

C. Liess realizó una investigación sobre el enfriamiento por película en álabes de turbinas de gas, con la cual calculó el coeficiente de la eficiencia y transferencia de calor en una

placa plana aguas abajo, donde se encontraba una fila de agujeros de eyección circulares inclinados. El ángulo con el que contaba la geometría era igual a $\phi = 35^\circ$ y tenía una relación de espaciamiento de diámetro de los agujeros de eyección, $p/d = 3$. Se pudo comprobar que la relación entre la cantidad de masa de fluido de enfriamiento que es eyectada y la cantidad de masa del flujo principal es crucial para la optimización de este, para mantener una alta efectividad a lo largo de la superficie del álabe [4].

Lingyu Zeng, Pingting Chen, Xueying Li, Jing Ren y Hongde Jiang realizaron un estudio numérico y experimental sobre la eficiencia del enfriamiento por película en álabes de turbina de gas, evaluando tres configuraciones: cascada anular vs. lineal, álabes torsionados vs. rectos y condiciones con y sin rotación. El análisis, desarrollado en ANSYS CFX 14.0 con mallado en ICEM, mostró que la diferencia de eficiencia entre las cascadas fue mínima, salvo cerca del eje donde la geometría anular alteró el flujo. Los álabes torsionados mejoraron el enfriamiento en el borde de ataque, y la rotación incrementó la eficiencia en el lado de presión, pero la redujo en el lado de succión por efecto de la fuerza de Coriolis [5].

Guohua Zhang y colaboradores estudiaron la optimización de estructuras de enfriamiento por película de enfriamiento y por enfriamiento interno en turbinas de gas. Se considera que para alcanzar una alta eficiencia térmica es necesario desarrollar sistemas de enfriamiento los cuales protejan a los álabes ante temperaturas mayores al punto de fusión de sus materiales. Se concluyen que, aunque se ha logrado avances importantes en este campo, existen más desafíos como lo son la optimización de pasajes serpentina, la reducción del costo computacional mediante modelos sustitutos, la transferencia conjugada de calor y la influencia de condiciones reales, como temperatura, presión y vibración. También se comenta que varias de las estructuras de enfriamiento aún no se aplican por limitaciones en técnicas de fabricación [6].

Je-Chin Han y Srinath Ekkad realizaron un análisis sobre los estudios más recientes del enfriamiento por película en álabes de turbina. Examinaron temas como el enfriamiento por película en álabes de rotor, de guía de boquilla, en la pared terminal del perfil aerodinámico, en la región del borde de ataque y en la punta del álabe. Identificaron que la efectividad del enfriamiento depende de factores como la geometría de los orificios, la dinámica de los flujos secundarios, la interacción entre el flujo de enfriamiento y el flujo principal, y las condiciones operativas de la turbina. Concluyen que una correcta selección y disposición de la geometría de los orificios de enfriamiento es esencial para maximizar la protección y prolongar la vida útil de los álabes [7].

Martínez-Sandoval y colaboradores estudiaron el impacto de promotores de turbulencia en la eficiencia de la película de enfriamiento en álabes de turbina de gas. Por medio de CFD, se analizó un canal de enfriamiento liso con otro que integraba promotores de turbulencia. Se observó que la inclusión de estos mejoraba significativamente la eficiencia de la película de enfriamiento, ayudando a los álabes a mantener una temperatura óptima. Se concluye que la configuración más eficiente se obtuvo cuando la relación entre distancia y la altura de los promotores (K) era igual a 11 [8].

Thole y Bogard realizaron una serie de investigaciones fundamentales sobre orificios expandidos, demostrando que las geometrías en forma de con salida expandida “*fan-shaped*” incrementan la estabilidad y cobertura de la película, especialmente bajo relaciones de soplado elevados. Estos resultados evidencian la importancia de modificar la orientación y forma del orificio para optimizar la efectividad del enfriamiento [11].

Goldstein, Eckert y Ramsey realizaron uno de los primeros estudios experimentales de enfriamiento por película, evaluando la temperatura adiabática de la pared aguas abajo de un orificio circular de inyección. Empleando diferentes ángulos de inyección, demostraron que la geometría y

orientación del orificio influyen directamente en la adherencia del chorro y en la distribución de la película de enfriamiento. Sus resultados establecieron las bases para comprender cómo la interacción chorro-flujo principal determina la efectividad térmica, y motivaron el desarrollo de geometrías optimizadas en estudios posteriores [12].

Marco teórico

El enfriamiento por película es una técnica ampliamente utilizada en turbinas para mitigar las elevadas temperaturas que enfrentan los álabes debido al flujo principal proveniente de la cámara de combustión. Este método consiste en inyectar un flujo de enfriamiento a través de orificios en el álabe, formando una capa protectora que reduce la transferencia de calor hacia la superficie. El desempeño del proceso depende de parámetros como la **relación de soplado (BR)**, definida como la razón entre el momento del flujo de enfriamiento y el del flujo principal. Un valor bajo de BR genera una protección insuficiente, mientras que un valor elevado ocasiona la pérdida de adherencia del flujo de enfriamiento y su mezcla con el flujo principal. Siendo ρ_m la densidad del flujo principal y ρ_c la densidad del flujo de enfriamiento [9].

$$BR = \frac{\rho_c V_c}{\rho_m V_m}$$

Para evaluar la efectividad del enfriamiento, se utiliza la **eficiencia de la película (η)**, que relaciona la temperatura adiabática de la pared con las temperaturas del flujo principal y de enfriamiento. Este parámetro permite conocer y analizar la distribución de las temperaturas en la pared del álabe. Para determinar la eficiencia de la película de enfriamiento, η , se utiliza la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{T_m - T_{aw}}{T_m - T_c}$$

Siendo T_m la temperatura del flujo principal, T_c la temperatura del flujo de enfriamiento que es inyectado y T_{aw} la temperatura adiabática de la pared. La mayoría de los estudios de enfriamiento por película se centran en la predicción o medición de la temperatura adiabática y la representan de forma adimensional como una efectividad de enfriamiento [10].

Figura 1: Representación de la película de enfriamiento. Han, J., & Rallabandi, A. P. (2010). Turbine blade film cooling using PSP technique. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 1(1), 1–21

T_m (temperatura del flujo principal)

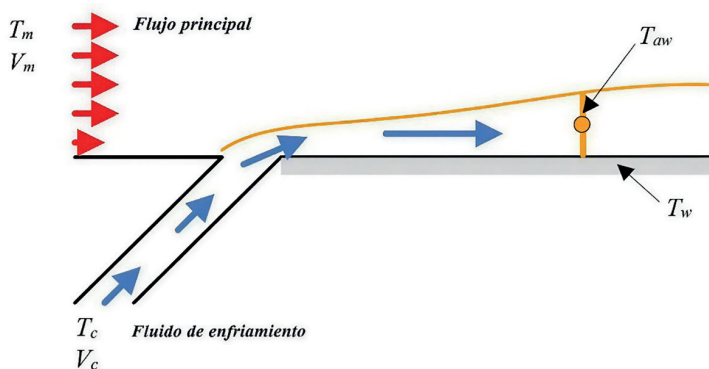
V_m (velocidad del flujo principal)

T_c (temperatura del flujo de enfriamiento)

V_c (Velocidad del flujo de enfriamiento)

T_w (temperatura real de la pared)

T_{aw} (temperatura adiabática de la pared)



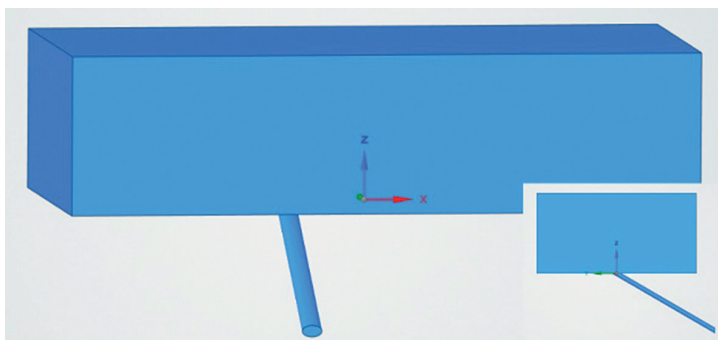
Metodología

Se diseñó un modelo geométrico en un programa de dibujo asistido por computadora (CAD), donde posteriormente esta geometría fue discretizada, que se refiere a dividir el modelo en pequeñas partes para simular el comportamiento del flujo, el cual va a estar en contacto con la placa plana. Al contar con los resultados de la simulación, se procederá al análisis de datos. Aunque un álabe real de turbina presenta curvatura, cuando se analiza únicamente una sección local pequeña, esta puede considerarse prácticamente plana. Por ello, en este estudio el álabe se representa mediante una placa con un orificio de inyección, lo cual reproduce adecuadamente

el comportamiento local del enfriamiento por película en la superficie del álabe.

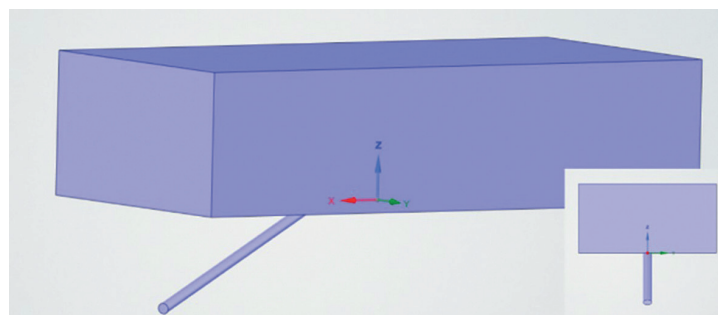
Las simulaciones se realizaron para los dos casos, tanto para la geometría de agujero cilíndrico con ángulo inclinado tipo perpendicular al flujo principal de 30° , como para la geometría de agujero cilíndrico con ángulo inclinado tipo paralelo al flujo principal de 30° .

Figura 2: Geometría del agujero cilíndrico con ángulo inclinado a 30° orientado transversalmente al flujo principal en 3D.



Para ambas geometrías se realizó su modelado en 3D mediante el software asistido por computadora SPACE CLAIM 24. Se muestra una vista isométrica, la cual simula la placa plana, donde se puede observar el tubo de 48mm, por el cual pasa el flujo de enfriamiento y llega hasta el orificio de descarga.

Figura 3: Geometría del agujero cilíndrico con ángulo inclinado a 30° orientado al flujo principal en 3D.

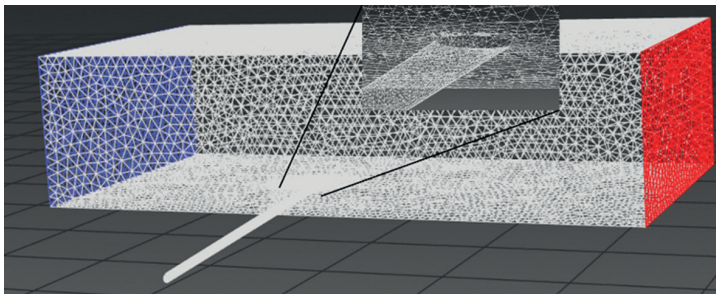


Por otro lado, el dominio computacional se construyó utilizando el software Mesh de Ansys, el cual realizó el mallado

y dividió el dominio geométrico en una red de elementos finitos, realizando elementos triangulares, tetraédricos y cuadriláteros.

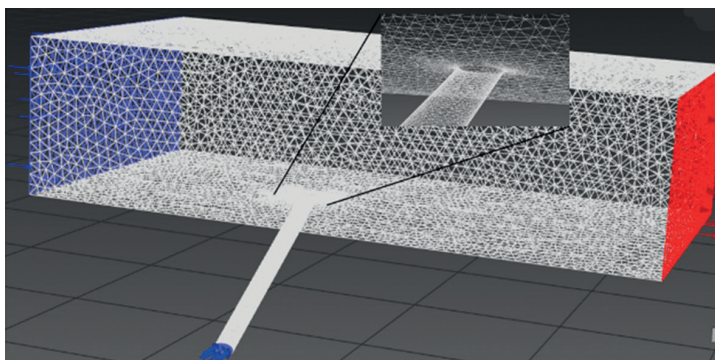
Como se puede observar en la Figura 4, se presenta la malla computacional de la geometría orientada al flujo principal, donde el tunel de viento y el tubo de enfriamiento, cuentan con elementos triangulares, tetraédricos y cuadriláteros, se muestra la entrada del flujo principal (azul) y la salida de ambos flujos (rojos), y como existe un refinamiento de la malla mas detallado en el tubo de inyección y en la zona del orificio de enfriamiento.

Figura 4: Discretización de la geometría a 30° orientada al flujo principal en 3D.



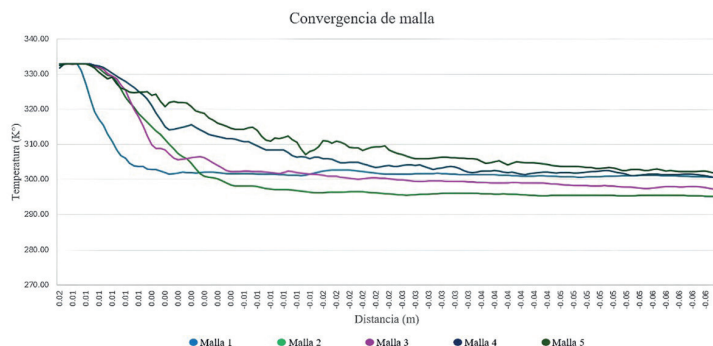
En la Figura 5 se observa la malla computacional para la configuración con orientación transversal, donde de igual manera existen elementos tetraédricos, aplicando un refinamiento de malla significativo en la región del orificio de salida del tubo de enfriamiento y en las cercanías de la placa superior, para que se asegure una alta fidelidad en los resultados de la simulación.

Figura 5: Discretización de la geometría a 30° orientada transversalmente al flujo principal en 3D.



Para garantizar que los resultados fuesen independientes de la discretización espacial, se evaluó la calidad de la solución numérica mediante el Índice de Convergencia de Malla (GCI) en cinco densidades de malla distintas. Como se muestra en la Figura 6, el comportamiento térmico se estabiliza a medida que se refina la malla. El análisis arrojó que la Malla 4 presenta un GCI de 0.2173%, un valor considerablemente bajo en comparación con las otras configuraciones (que oscilaron entre 0.6629% y 1.4523%). Esto confirma que la solución de la Malla 4 ofrece la más alta confiabilidad numérica con un equilibrio adecuado entre precisión y costo computacional, por lo que fue seleccionada para las simulaciones comparativas. Para la solución numérica, se establecieron criterios de convergencia estrictos: la simulación se consideró finalizada cuando los residuales de continuidad y momento descendieron por debajo de $1\text{E}-03$, mientras que para la ecuación de la energía se exigió un criterio de $1\text{E}-06$.

Figura 6: Grafica de convergencia de malla



Se seleccionó el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras (S-A), ampliamente recomendado en análisis de eficiencia de película de enfriamiento. Dado que este fenómeno está dominado por la interacción entre el chorro inyectado y la capa límite sobre la superficie, el modelo S-A permite predecir con precisión parámetros críticos como el espesor de la película y su mezcla, gracias a su formulación específica para flujos limitados por pared.

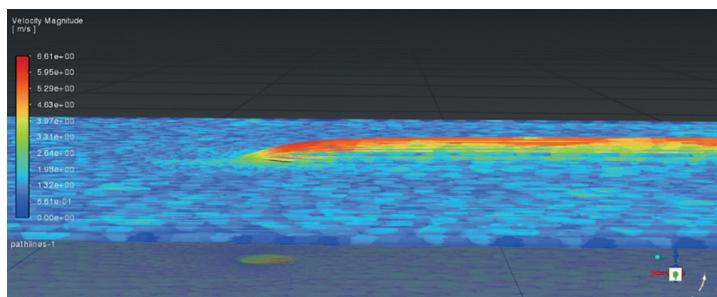
Además, al ser un modelo de una sola ecuación, el S-A ofrece un costo computacional reducido y alta estabilidad numérica en mallas con alta relación de aspecto, manteniendo buena precisión en la predicción de la simulación sin requerir recursos altos en procesamiento computacional.

También cabe señalar que las condiciones operativas se determinaron mediante un análisis de similaridad respecto a las condiciones reales de una turbina de gas, referenciando el estudio [8]. Diversos estudios han demostrado que una relación de soplado cercana a 0.5 es donde se obtienen las eficiencias más altas para las películas de enfriamiento (PE), logrando la máxima protección térmica antes de que ocurra el desprendimiento del chorro.

Resultados

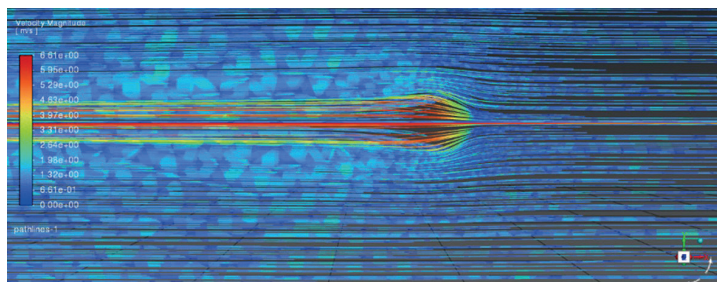
En la Figura 7 se presentan las líneas de corriente correspondientes a la geometría orientada a 30° se observa que el flujo de enfriamiento se adhiere la superficie inmediatamente después de la descarga, formándose la película de enfriamiento. Las líneas de corriente muestran cómo el aire inyectado tiende a seguir la dirección del flujo principal, extendiéndose sobre la superficie del álabe. Este comportamiento indica una buena adherencia de la película al sustrato, condición favorable para la efectividad del enfriamiento superficial.

Figura 7: Líneas de corriente geometría a 30° orientada al flujo principal plano XZ.



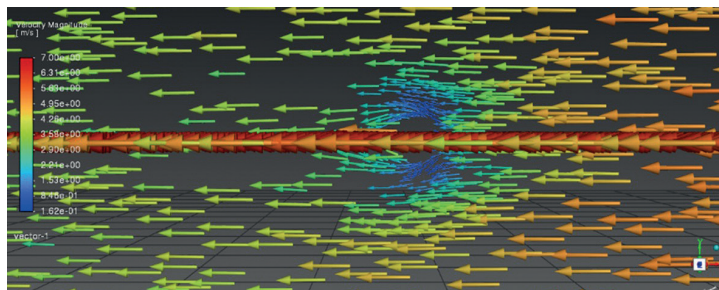
En la Figura 8, se aprecia cómo el flujo de enfriamiento, del mismo caso, se mezcla progresivamente con el flujo principal, generando una expansión en forma de abanico. Con este resultado, se pone en evidencia la interacción favorable entre la velocidad del flujo principal y el de enfriamiento, influyendo en la distribución homogénea de la temperatura y en la uniformidad de la película.

Figura 8: Líneas de corriente geometría a 30° orientada al flujo principal plano XY.



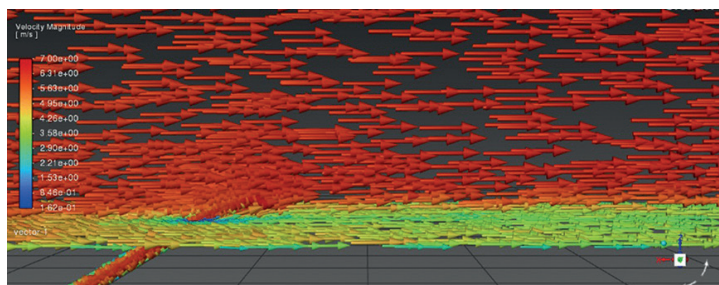
Se distinguen zonas de alta velocidad representadas por los vectores de color rojo, correspondientes al flujo principal, como se muestra en la Figura 9, mientras que los vectores de color azul y verde señalan regiones de menor velocidad, como se presenta cuando el flujo principal choca en la zona de expulsión del flujo de enfriamiento, pero ambos manteniendo una misma trayectoria.

Figura 9: Vectores de velocidad geometría a 30° orientada al flujo principal plano XZ.



En la Figura 10 se presenta el plano XY de los vectores de velocidad correspondientes a la geometría orientada 30° respecto al flujo principal. En esta vista se distinguen con mayor claridad los vectores asociados al flujo de enfriamiento, evidenciando cómo el aire es expulsado a alta velocidad en dirección hacia la superficie. Posteriormente, el flujo inyectado se mezcla de forma inmediata con el flujo principal, logrando una sincronización estable sin manifestar signos de inestabilidad significativa en la zona de interacción.

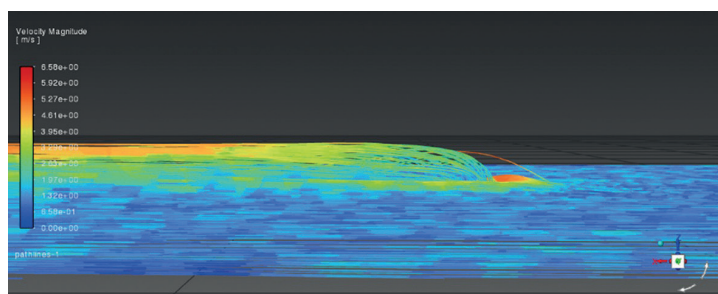
Figura 10: Vectores de velocidad geometría a 30° orientada al flujo principal plano XY.



En la Figura 11 se presenta las líneas de corriente de la geometría orientada a 30° de manera transversal al flujo principal, en el plano XZ. Se observa que el flujo inyectado se

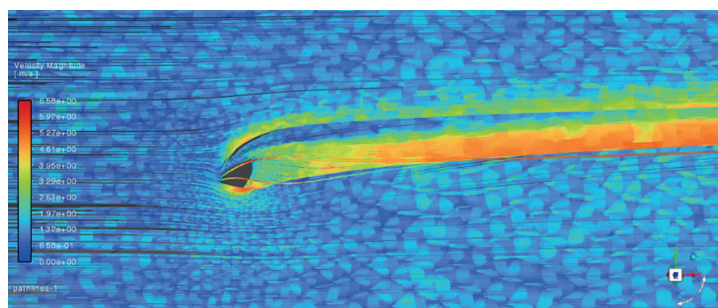
adhiera parcialmente a la superficie tras la expulsión del aire de enfriamiento, formando una película estable a lo largo de la placa. Las zonas de color azul corresponden a regiones de menor magnitud de velocidad, mientras que las zonas de color rojo representan el flujo principal con mayor velocidad. La interacción entre ambos genera una ligera desviación del flujo en dirección ascendente, producto del ángulo de inyección y del gradiente de velocidad en la interfaz entre los dos flujos.

Figura 11: Líneas de corriente geometría a 30° orientada transversalmente al flujo principal plano XZ.



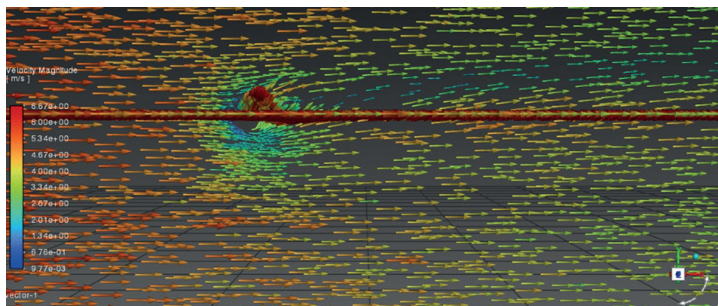
También se observa un plano en XY de la misma geometría en la Figura 12 donde el flujo de enfriamiento se expande horizontalmente tras la descarga, mezclándose con el flujo principal. Esta distribución transversal evidencia que, a modifica localmente la dirección del flujo, generando una zona de recirculación justo después de la descarga, pero no se observan separación del flujo de enfriamiento en la película y también.

Figura 12: Líneas de corriente geometría a 30° orientada transversalmente al flujo principal plano XY.



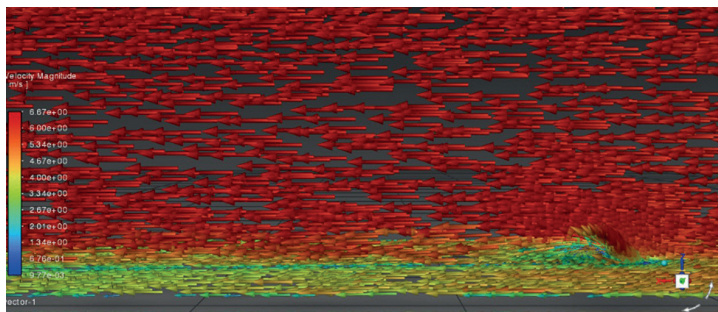
En la Figura 13 se muestra los vectores de velocidad en el plano XY, donde se identifican con claridad las zonas de menor velocidad (en tonos azul y verde), así como las regiones de mayor velocidad (amarillo y rojo). Gracias a la dirección trasversal del tubo de enfriamiento, al impactar el flujo de enfriamiento sobre la superficie produce un desvío inicial del mismo que se prologa a lo largo de la placa evidenciado por la curvatura de los vectores de menor magnitud (tonos azul y verde).

Figura 13: Vectores de velocidad geometría a 30° orientada trasversalmente al flujo principal plano XY.



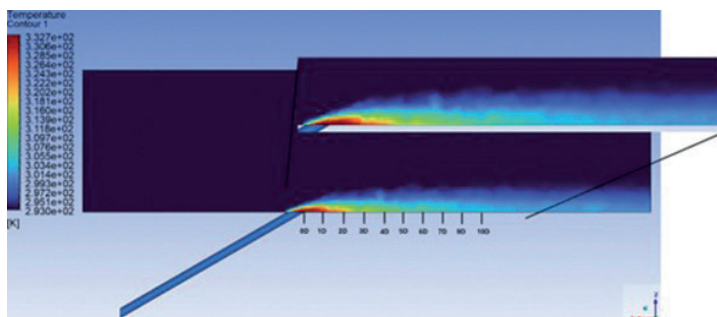
En el plano XY de la Figura 14, se distinguen los vectores correspondientes al flujo principal, así como el comportamiento del flujo de enfriamiento al ser expulsado a una alta velocidad. Se distingue que, tras la inyección parcialmente vertical del flujo de enfriamiento, este inmediatamente se acopla al flujo principal, adoptando una trayectoria horizontal similar.

Figura 14: Vectores de velocidad geometría a 30° orientada trasversalmente al flujo principal plano XY.



En la figura 15 se muestra una vista en un plano del dominio situado justo en el centro en un plano XZ de los contornos de temperatura, la cual se observa que, a medida que el flujo avanza en dirección horizontal, se aprecia una disipación térmica progresiva; esto se desarrolla a causa de la interacción y el cambio de temperatura que se tiene entre el chorro de refrigeración y el flujo principal dentro del túnel de viento. De acuerdo con los datos obtenidos, a 0.04 mm aguas debajo de la descarga, en dirección X, la temperatura del piso tiene una diferencia de 30° con respecto a la temperatura del flujo de enfriamiento.

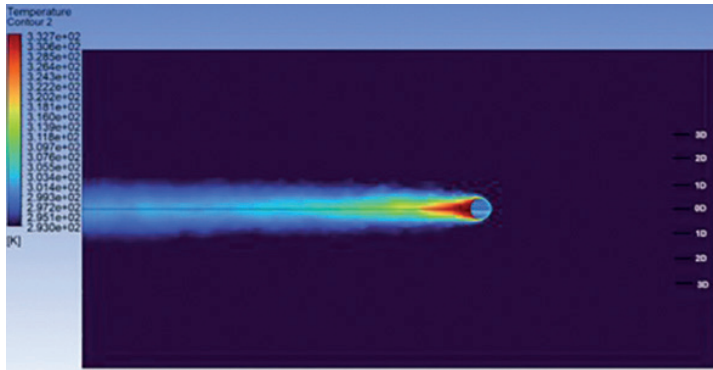
Figura 15: Contornos de temperatura, geometría a 30° orientada al flujo principal plano XZ.



Como se observa en la Figura 16, las zonas con mayor temperatura (colores rojos) corresponden a la región donde se está desarrollando la película de enfriamiento, ya que en la simulación se inyecta aire caliente para hacer visible su comportamiento. A medida que el flujo de enfriamiento avanza sobre la superficie, la temperatura disminuye progresivamente (colores azules), lo que indica una disipación térmica del flujo de enfriamiento hacia aguas abajo del álabe. Se establecieron los límites de la película mediante las coordenadas transversales A (0.014, 0.006, 0) y B (-0.06, -0.006, 0) Esto arrojó un ancho de 12 mm y una longitud de 74 mm, resultando en un área de cobertura de:

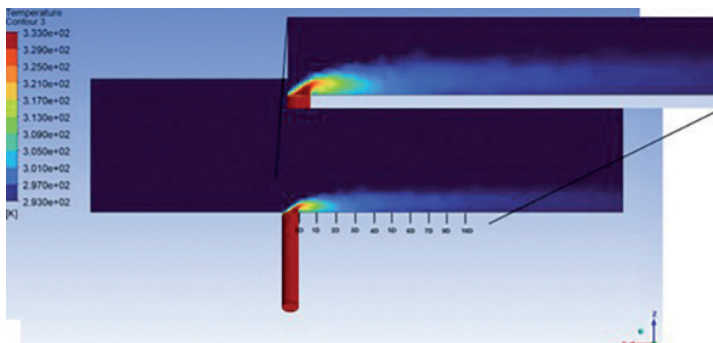
$$A_{cob}=(12\text{ mm})(74\text{ mm})=888\text{ mm}^2$$

Figura 16: Contornos de temperatura, geometría a 30° orientada al flujo principal plano XY.



A continuación, se muestra una vista en un plano XZ de los contornos de temperatura del dominio computacional de la geometría orientada transversalmente al flujo principal. A medida que el flujo avanza y se mezcla con el flujo principal, la temperatura disminuye aguas abajo (colores azules y verdes), evidenciando la disipación térmica del aire de enfriamiento. Se puede observar una zona de recirculación en colores rojos y amarillos justo aguas abajo justo después del orificio de salida, lo que provoca que a una distancia aproximada de 2D sobre la placa del área de descarga, la temperatura tiende a estabilizarse.

Figura 17: Contornos de temperatura, geometría a 30° orientada transversalmente al flujo principal plano XZ.

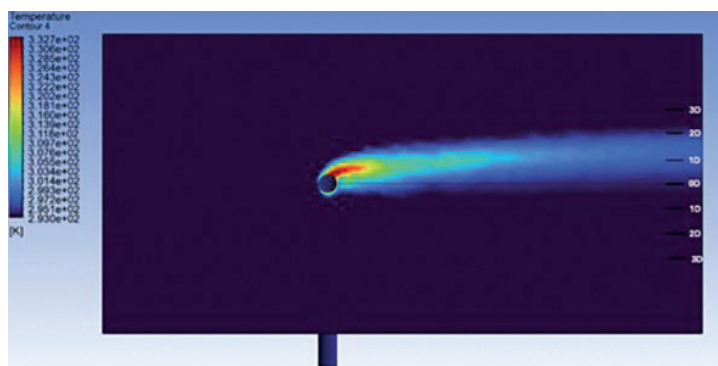


Se presenta una vista inferior de los contornos de temperatura, donde se aprecia cómo la temperatura más alta se concentra en la zona de salida en un rojo intenso formado una estela conforme avanza el flujo en dirección horizontal y donde también se ve que existe un desvío de la temperatura con respecto a la superficie de la placa y conforme a esto se empieza disipar la temperatura (color verde y azul).

De igual manera a partir de las coordenadas A (-0.014, 0.009) y B (0.05, -0.003), se determinó un ancho de 12 mm y una longitud efectiva de 64 mm, resultando en un área de:

$$A_{cob}=(12\text{ mm})(64\text{ mm})=768\text{ mm}^2$$

Figura 18: Contornos de temperatura, geometría a 30° orientada transversalmente al flujo principal 30° plano XY.

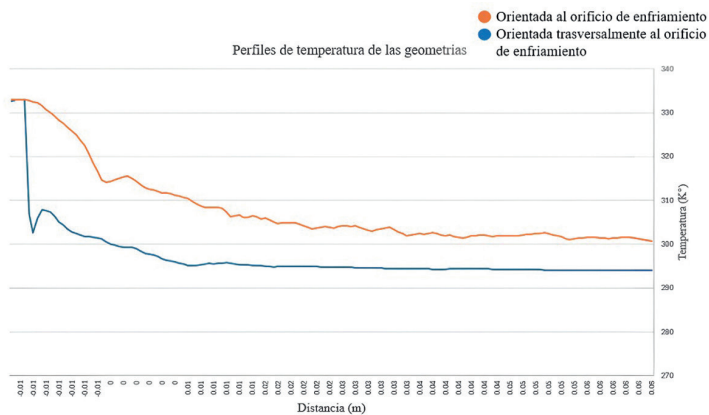


El análisis cuantitativo revela que la geometría estándar genera un área de protección de 888 mm², superando en un 15.6% a los 768 mm² del diseño transversal. Esta diferencia radica en la estabilidad de la estela: mientras la inyección alineada mantiene la adherencia de la película a lo largo de 74 mm, la inyección transversal sufre una disipación prematura a los 64 mm.

Este comportamiento se confirma en los perfiles de temperatura de la Figura 19, donde la geometría orientada al flujo principal se observa cómo la temperatura de película

de enfriamiento decae de menor forma a lo largo de la placa, provocando que exista menos transferencia de calor entre el flujo principal y la pared del piso. En comparación, la geometría transversal presenta una caída abrupta de temperatura por la rápida dilución del flujo de enfriamiento.

Figura 19 Perfiles de temperatura sobre la placa



El cálculo de la relación de soplado (BR) a partir de los datos obtenidos en las simulaciones y las condiciones de frontera que se establecieron desde un principio, esto con el fin de evaluar el comportamiento del flujo de enfriamiento en relación con el flujo principal.

Se determinó que los valores que se utilizarían serían los siguientes:

- Densidad del flujo de enfriamiento: $P_c=1.059 \text{ kg/m}^3$ (a $60^\circ\text{C} \approx 293^\circ\text{K}$).
- Densidad del flujo principal: $P_m=1.204 \text{ kg/m}^3$ (a $20^\circ\text{C} \approx 333^\circ\text{K}$).
- Velocidad del flujo de enfriamiento: $V_c = 3.35 \text{ m/s}$.
- Velocidad del flujo principal: $V_m = 6.00 \text{ m/s}$.

Teniendo estos datos, se procedió a sustituir en la Ecuación número 1 correspondiente para la relación de soplado:

$$BR = \frac{\rho_c V_c}{\rho_m V_m} = \frac{1.059 \frac{kg}{m^3} * 3.35 \frac{m}{s}}{1.204 \frac{kg}{m^3} * 6.00 \frac{m}{s}} = \frac{3.54965 \frac{kg}{m^2 * s}}{7.224 \frac{kg}{m^2 * s}} = \frac{3.54965}{7.224} \approx 0.491$$

Con base en el diseño de los 2 dominios computacionales y las condiciones de frontera establecidas desde un principio en el software ANSYS, se definieron que valores utilizados en procedimiento fueron los siguientes:

- Temperatura del flujo principal: $T_m = 293 \text{ K}$
- Temperatura del flujo de enfriamiento: $T_c = 333 \text{ K}$

Temperatura adiabática de la pared, determinada a partir de los contornos de temperatura por simulación en CFD de las 2 geometrías.

- Geometría orientada al flujo principal: $T_{aw} = 308.76^\circ \text{ K}$
- Geometría orientada transversalmente al flujo principal: $T_{aw} = 297.14^\circ \text{ K}$

Entendiendo lo anterior, se procedió a aplicar la fórmula para los dos tipos de geometría con los valores recatados:

a) Geometría orientada al flujo principal

$$\eta = \frac{T_m - T_{aw}}{T_m - T_c} = \frac{293^\circ \text{ K} - 308.76^\circ \text{ K}}{293^\circ \text{ K} - 333^\circ \text{ K}} = \frac{-15.76^\circ \text{ K}}{-40^\circ \text{ K}} = 0.3940 \approx 39.4\%$$

b) Geometría orientada transversalmente al flujo principal

$$\eta = \frac{T_m - T_{aw}}{T_m - T_c} = \frac{293^\circ \text{ K} - 297.14^\circ \text{ K}}{293^\circ \text{ K} - 333^\circ \text{ K}} = \frac{-4.14^\circ \text{ K}}{-40^\circ \text{ K}} = 0.1036 \approx 10.36\%$$

Conclusiones

El presente trabajo tuvo como objetivo principal evaluar el comportamiento térmico y el efecto de la eficiencia de la película de enfriamiento en álabes de turbina al modificar la geometría del orificio de inyección. A partir de los resultados obtenidos mediante simulaciones CFD, se concluye lo siguiente:

La geometría orientada al flujo principal presentó un desempeño superior, alcanzando una eficiencia de $\eta = 39.40\%$ y un área de cobertura efectiva de 888 mm^2 . Esta configuración no solo logró una mayor capacidad de aislamiento térmico, sino que generó una disipación de temperatura estable y continua a lo largo del dominio. La distribución uniforme del flujo permitió abarcar la zona central de la placa, maximizando la protección térmica mediante una película adherida que minimiza la transferencia de calor desde el flujo principal.

La configuración orientada transversalmente obtuvo una eficiencia menor $\eta = 10.36\%$ bajo las mismas condiciones. A pesar de este valor numérico, el diseño mostró un comportamiento físico notable: la película formada fue más delgada y sufrió una desviación lateral del área central, comportándose como si encontrara un obstáculo aerodinámico aguas abajo de la descarga. Aunque la intensa mezcla turbulenta (vorticidad) diluyó el refrigerante reduciendo su alcance, no se identificó desprendimiento del flujo de enfriamiento en zonas críticas, lo que sugiere que este tipo de geometría podría ofrecer ventajas en escenarios que requieran una refrigeración más puntual o localizada en zonas específicas del álabe.

El valor calculado de la relación de soplado fue de $BR = 0.491$, ubicándose dentro del rango óptimo reportado en la literatura para garantizar la adherencia del flujo. Este resultado

corroborar que las condiciones de entrada fueron adecuadas para replicar un fenómeno térmico real. No obstante, se recomienda para futuras investigaciones ampliar el estudio a relaciones de soplado variables ($BR > 1.0$).

El hecho de que los resultados no confirmaran completamente esta hipótesis no representa un fracaso; por el contrario, su validación experimental y numérica permitió identificar qué variables influyen de manera decisiva y qué supuestos no se cumplen bajo ciertas condiciones. Esto constituye una contribución valiosa, ya que proporciona evidencia sobre los casos en los que la hipótesis no es aplicable y orienta futuras líneas de optimización.

Referencias

- [1] Flynn, M. R., & Sills, E. D. (2000). On the use of computational fluid dynamics in the prediction and control of exposure to airborne contaminants—an illustration using spray painting. *Annals of Occupational Hygiene*, 44(3), 191–202. [https://doi.org/10.1016/s0003-4878\(99\)00091-5](https://doi.org/10.1016/s0003-4878(99)00091-5)
- [2] Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C., & Cohen, H. (2009). *Gas Turbine Theory* (6th ed.). Pearson Education.
- [3] Han, J.-C., Dutta, S., & Ekkad, S. (2012). *Gas turbine heat transfer and cooling technology* (2^a ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b13616>
- [4] Liess, C. (1975). Experimental investigation of film cooling with ejection from a row of holes for the application to gas turbine blades. *Journal of Engineering for Power*, 97(1), 21–27. <https://doi.org/10.1115/1.3445904>
- [5] Bae, Y., Nam, K., & Kang, S. (2024). CFD-ML: Stream-based active learning of computational fluid dynamics simulations for efficient product design. *Computers in Industry*, 161, 104122. <https://doi.org/10.1016/j.compind.2024.104122>

- [6] Zhang, G., Zhu, R., Xie, G., Li, S., & Sundén, B. (2021). Optimization of cooling structures in gas turbines. A review. *Chinese Journal of Aeronautics*, 35(6), 18-46. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2021.08.029>
- [7] Han, J.-C., & Ekkad, S. V. (2001). Recent development in turbine blade film cooling. *International Journal of Rotating Machinery*, 7 (1), 21-40. <https://doi.org/10.1155/S1023621X01000033>
- [8] Martínez Sandoval, E. U. (2022). Determinación del efecto de promotores de turbulencia en el arrastre de la película de enfriamiento de álabes de turbina de gas (Tesis de doctorado, Universidad Autónoma del Estado de Morelos). RIAA-UAEM. <http://riaa.uaem.mx/handle/20.500.12055/4410>
- [9] Han, J., & Rallabandi, A. P. (2010). Turbine blade film cooling using PSP technique. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 1(1), 1-21
- [10] Acharya, S., & Kanani, Y. (2017). Advances in film cooling heat transfer. *Advances in Heat Transfer*, 49, 91-156. <https://doi.org/10.1016/bs.aiht.2017.10.001>
- [11] Thole, K. A., Gritsch, M., Schulz, A., & Wittig, S. (1996). Flowfield Measurements for Film-Cooling Holes With Expanded Exits. *Proceedings of the 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition*. <https://doi.org/10.1115/1.2841410>
- [12] Goldstein, R. J., Eckert, E. R. G., & Ramsey, J. W. (1968). Film cooling with injection through holes: Adiabatic wall temperatures downstream of a circular hole. *Journal of Engineering for Power*, 90(4), 384-393. <https://doi.org/10.1115/1.3609223>