

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS

INSTITUTO DE INVESTIGACIÓN EN CIENCIAS BÁSICAS Y APLICADAS

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS

“DETERMINACIÓN DEL EFECTO DE PROMOTORES DE
TURBULENCIA EN EL ARRASTRE DE LA PELÍCULA DE
ENFRIAMIENTO DE ÁLABES DE TURBINA DE GAS”

TESIS PROFESIONAL PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTORADO EN INGENIERÍA Y
CIENCIAS APLICADAS

PRESENTA:

MICA. EDER URIEL MARTÍNEZ SANDOVAL

DIRECTOR:

DR. FERNANDO Z. SIERRA ESPINOSA

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

CUERNAVACA, MORELOS

MAYO 2022

RESUMEN

En el presente trabajo de investigación se presenta un estudio numérico para analizar el efecto que tiene el uso de promotores de turbulencia dentro del canal de enfriamiento sobre la eficiencia de la película de enfriamiento de los álabes de una turbina de gas. Se compara el aumento de la rugosidad dentro del canal de enfriamiento (uso de promotores de turbulencia) contra una pared lisa (condición normal) y cómo estos cambios influyen en la eficiencia de la película de enfriamiento. Se emplea el modelo de turbulencia a $k-\varepsilon$ RNG para resolver el flujo turbulento, debido a las buenas aproximaciones que se presentan entre cálculos de CFD y mediciones experimentales de la eficiencia de la película de enfriamiento. Se varió la relación de soplado con el objetivo de encontrar la relación que beneficie a la película de enfriamiento, además, se varió la relación de $K=L/h$, donde L es la distancia entre los promotores y h es la altura del promotor de turbulencia dentro del canal de enfriamiento. Los resultados mostraron que con una relación de soplado $M=0.5$, la eficiencia de la película de enfriamiento, la cobertura de protección de la película y la temperatura en la superficie de la placa plana aumentan significativamente con el uso de los promotores de turbulencia en el canal de refrigeración, además que, la mejor eficiencia de la película de enfriamiento se encontró para una relación de $K=11$.

ABSTRACT

In this research work, a numerical study is presented to analyze the effect of turbulence promoters within the cooling channel on the film cooling effectiveness of the gas turbine blades. The increase in roughness within the cooling channel (use of turbulence promoters) is compared against a smooth wall (normal condition) and how these changes influence the film cooling effectiveness. The $k-\epsilon$ RNG turbulence model is used to solve the turbulent flow, due to the good approximations between CFD calculations and experimental measurements of the cooling film efficiency. The blowing ratio was varied to find the condition that benefits the film cooling effectiveness, in addition, the $K=L/h$ ratio was varied, where L is the distance between the promoters and h is the height of the turbulence promoter inside the cooling channel. The results showed that with a blowing ratio $M=0.5$, the film cooling effectiveness, the protective coverage of the film, and the temperature on the surface of the flat plate increase significantly with the use of the turbulence promoters in the cooling channel, in addition to that, the best efficiency of the cooling film was found for a ratio of $K=11$.

AGRADECIMIENTOS

A **Dios** por todas las bendiciones y buenas obras hacia mi persona.

Al **Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas** por las facilidades otorgadas, durante la realización del proyecto de tesis.

Al **Dr. Fernando Z. Sierra Espinosa** y **Dr. Juan Carlos García Castrejón** por su dirección y por la oportunidad de alcanzar una meta más en mi formación profesional.

Al Honorable comité evaluador: **Dr. Aldo Figueroa Lara, Dr. Alfredo Molina Ocampo, Dr. Candelario Bolaina Torres, Dr. Héctor Manuel Castro Beltrán** y al **Dr. José Alfredo Rodríguez Ramírez** por su tiempo y sugerencias para enriquecer este trabajo.

A **CONACYT** por el soporte económico otorgado durante la realización del proyecto (número de becario 745605).

DEDICATORIAS

Este trabajo está dedicado a mi hija Luisa, mi próxima hija por nacer Claudia, mi esposa Marcela, mi madre Elena, mi padre Francisco, mi hermana Yedidia y mi abuela Claudia por la compañía, cariño, comprensión, los buenos consejos y sobre todo por el apoyo incondicional que me brindaron, así como a todas las buenas y nuevas amistades que encontré en el CIICAp, ese respaldo que día con día se incrementó, fortaleciendo la amistad y ayudando a cumplir este nuevo reto.

CONTENIDO

	Página
RESUMEN	2
ABSTRACT	3
AGRADECIMIENTOS	4
DEDICATORIAS	5
LISTA DE FIGURAS	7
NOMENCLATURA	10
1 CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	11
1.1 ESTADO DEL ARTE.....	12
1.2 OBJETIVO GENERAL.....	19
1.3 OBJETIVOS PARTICULARES.....	19
2 CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO	20
2.1 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EN ÁLABES DE TURBINAS DE GAS.....	20
2.1.1 <i>SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO INTERIOR</i>	21
2.1.2 <i>SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EXTERIOR</i>	22
2.2 EFICIENCIA DE LA PELÍCULA DE ENFRIAMIENTO.....	23
2.3 RELACIÓN DE SOPLADO.....	25
2.4 TIPOS Y ÁNGULOS DE INYECCIÓN DE LOS ORIFICIOS DE ENFRIAMIENTO.....	25
2.4.1 <i>TIPOS DE ORIFICIOS DE ENFRIAMIENTO</i>	25
2.4.2 <i>ÁNGULO DE INYECCIÓN DE LOS ORIFICIOS DE ENFRIAMIENTO</i>	26
2.5 FUNDAMENTOS DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	27
2.5.1 <i>ECUACIONES GOBERNANTES</i>	27
2.5.2 <i>MODELADO DE LA TURBULENCIA</i>	28
3 CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA	31
3.1 REVISIÓN DE LITERATURA.....	32
3.2 VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO.....	32
3.3 MEDICIÓN EXPERIMENTAL.....	33
3.4 GEOMETRÍA.....	40
3.4.1 <i>Dominio sin promotores de turbulencia</i>	41
3.4.2 <i>Dominio con promotores de turbulencia</i>	41
3.5 DISCRETIZACIÓN.....	42
3.6 SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	43
3.1 POSTPROCESAMIENTO.....	44
4 CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	45
4.1 RESULTADOS SIN PROMOTORES DE TURBULENCIA.....	45
4.2 RESULTADOS CON PROMOTORES DE TURBULENCIA.....	49
4.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS CON USO Y SIN USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA.....	54
4.4 RESULTADOS CON DIFERENTE RELACIÓN DE SOPLADO.....	56
4.4.1 <i>RESULTADOS SIN USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA CON DIFERENTE RELACIÓN DE SOPLADO</i>	56
4.4.2 <i>RESULTADOS CON USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA CON</i>	

	<i>DIFERENTES RELACIÓN DE SOPLADO</i>	58
4.5	RESULTADOS CON DIFERENTE RELACIÓN DE K	61
4.6	ANÁLISIS DE LA CAPA LÍMITE	72
5	CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	77
5.1	CONCLUSIONES	77
6	REFERENCIAS	81

LISTA DE TABLAS

	Página
Tabla 1 Comparación de la eficiencia de la película de enfriamiento.	40
Tabla 2 Condiciones de frontera	44
Tabla 3 Comparación de resultados obtenidos de la simulación numérica. .	55
Tabla 4 Comparación de resultados para diferente relación de soplado.	58
Tabla 5 Comparación de resultados para diferente relación de soplado con uso de promotores de turbulencia.....	60
Tabla 6 Comparación de resultados obtenidos de CFD para diferentes relaciones de K con uso de promotores de turbulencia, con base a las mediciones experimentales.	72

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1 Esquema de enfriamiento de álabes de turbinas de gas, [16].	21
Figura 2 Sistema de enfriamiento exterior [16].	22
Figura 3 Esquema de la película de enfriamiento.	23
Figura 4 Orificios de enfriamiento sobre un álabe de turbina de gas [18] ...	24
Figura 5 Tipos de orificios de enfriamiento [21].	26
Figura 6 Esquema de la orientación de los orificios de enfriamiento [21].	27
Figura 7 Placa con promotores de turbulencia.....	31
Figura 8 Configuración para la pared rugosa [7]	32
Figura 9 Validación de la metodología con resultados publicados por otros autores.....	33
Figura 10 Esquema del banco de pruebas.	34
Figura 11 Placa orificio pintada en color negro mate.	34
Figura 12 Instrumentación de los sensores LM35.	35
Figura 13 Diagrama electrónico del sistema de medición de temperatura. ..	36
Figura 14 Temperaturas medidas por los sensores sobre la superficie, flujo principal y flujo de enfriamiento.....	38
Figura 15 Medición de temperaturas con la cámara termográfica, a) sin el flujo principal b) con el flujo principal.	39

Figura 16 Comparación de temperaturas experimentales y de CFD.	39
Figura 17 Geometría del modelo numérico en 3D.	40
Figura 18 Dominio sin promotores de turbulencia en 3D.	41
Figura 19 Promotores de turbulencia en la pared del dominio en 3D.	41
Figura 20 Discretización del dominio en 3D.	42
Figura 21 Convergencia de malla en 3D.	43
Figura 22 Contornos de temperatura sin promotores de turbulencia sobre un plano medio.	45
Figura 23 Contornos de temperatura sobre la superficie sin promotores de turbulencia.	46
Figura 24 Vectores de velocidad en un plano medio.	46
Figura 25 Vectores de velocidad sobre la superficie.	47
Figura 26 Contornos de velocidad sobre un plano medio.	47
Figura 27 Contornos de intensidad turbulenta en un plano medio.	48
Figura 28 Contornos de la energía cinética turbulenta.	49
Figura 29 Contornos de la tasa de disipación turbulenta.	49
Figura 30 contornos de temperatura con el uso de promotores de turbulencia.	50
Figura 31 Contornos de temperatura sobre la superficie.	51
Figura 32 Vectores de velocidad con el uso de promotores de turbulencia en un plano medio.	51
Figura 33 Vectores de velocidad con promotores de turbulencia sobre la superficie de la placa.	52
Figura 34 Contornos de velocidad con el uso de promotores de turbulencia de un plano medio.	52
Figura 35 Contornos de intensidad turbulenta con el uso de promotores de turbulencia de un plano medio.	53
Figura 36 Contornos de energía cinética turbulenta con el uso de promotores de turbulencia en un plano medio.	53
Figura 37 Contornos de disipación turbulenta con el uso de promotores de turbulencia en un plano medio.	54
Figura 38 Perfiles de temperatura sobre la superficie.	55
Figura 39 Contornos de temperatura de un plano medio para diferentes relaciones de soplado.	56
Figura 40 Contornos de temperatura sobre la superficie con diferentes relaciones de soplado.	57
Figura 41 Perfiles de temperatura para diferentes relaciones de soplado. ...	58
Figura 42 Contornos de temperatura con uso de promotores de turbulencia para diferente relación de soplado en un plano medio.	59
Figura 43 Contornos de temperatura sobre la superficie con uso de promotores de turbulencia para diferente relación de soplado.	59
Figura 44 Perfiles de temperatura para diferente relación de soplado con uso de promotores de turbulencia.	60
Figura 45 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=6$	61
Figura 46 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=6$.	

.....	62
Figura 47 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=8$	63
Figura 48 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=8$	63
Figura 49 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=10$	64
Figura 50 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=10$	64
Figura 51 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=11$	65
Figura 52 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para una $K=11$	66
Figura 53 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=12$	66
Figura 54 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=12$	67
Figura 55 Contornos de temperatura en un plano medio de $K=13$	68
Figura 56 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=13$	68
Figura 57 Contornos de presión en un plano medio para $k=14$	69
Figura 58 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=14$	70
Figura 59 Perfiles de temperatura para diferente relación de K con base a mediciones experimentales.	71
Figura 60 Monitores de velocidad sobre la superficie de la placa orificio.	74
Figura 61 Distribución de la velocidad en la proximidad de la pared a diferentes diámetros aguas abajo.	75
Figura 62 Velocidades promediadas obtenidas con los monitores.	76
Figura 63 Renderizado de la interacción del flujo de enfriamiento y del flujo principal.	76

NOMENCLATURA

T_C	Temperatura del refrigerante	[K]
T_∞	Temperatura del flujo principal	[K]
U_C	Velocidad del refrigerante	[m/s]
U_∞	Velocidad del flujo principal	[m/s]
T_W	Temperatura de la pared	[K]
D	Diámetro del orificio del refrigerante	[m]
h	Altura del promotor de turbulencia	[m]
DR	Relación de densidad ($\frac{\rho_C}{\rho_m}$)	[adimensional]
M	Relación de soplado	[adimensional]
x	Distancia a lo largo del eje x	[m]
α	Ángulo del flujo de enfriamiento	[Grados]
ρ_C	Densidad del flujo de enfriamiento	[kg/m ³]
ρ_∞	Densidad del flujo principal	[kg/m ³]
$\bar{\eta}$	Eficiencia de la película de enfriamiento promedio	[adimensional]
η_{CL}	Eficiencia de la película de enfriamiento línea central	[non – dimensional]

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

El ciclo de trabajo de una turbina de gas se presenta en un ciclo termodinámico abierto. Desde el punto de vista teórico se puede incrementar la potencia obtenida a la salida de la turbina haciendo más eficiente el ciclo, es decir, incrementando la temperatura de entrada de los gases de combustión a la turbina. El incrementar la temperatura de entrada de los gases a la turbina, acarrea diversos problemas tecnológicos, principalmente en el área de materiales. Una alternativa es el uso de materiales cerámicos, pero el costo de los mismos y su manufactura incrementaría el costo de la turbomáquina. Por lo que es necesario el uso de metales y aleaciones, los cuales están sujetos a un límite de temperatura, sin afectar sus propiedades elásticas.

Este panorama sugiere el uso de tecnologías de enfriamiento avanzadas, aplicadas en los equipos para protegerlos de fallas térmicas. El enfriamiento por película ha probado ser un método efectivo para mantener una temperatura baja del metal, mediante un fluido que se inyecta a través de los orificios en los álabes de las turbinas. La película forma una capa que representa una barrera térmica en la superficie para reducir las altas temperaturas causadas por el flujo principal, [1].

Los principales factores que afectan el rendimiento de la película de enfriamiento son la interacción del refrigerante con la corriente principal, el diseño geométrico de los orificios de enfriamiento, la relación de soplado, la diferencia de temperatura entre el fluido principal y el fluido refrigerante, así como las fluctuaciones que se presentan en ambos fluidos, por lo que en el presente trabajo se realizará un análisis variando la relación de soplado entre el flujo de la corriente principal y el flujo de enfriamiento, así como considerando diferentes rugosidades en la superficie del álabe.

Actualmente existen diversos estudios donde se han analizado la eficiencia de la película de enfriamiento y cómo esta se comporta, variando la temperatura de ambos fluidos, así como la relación de soplado, entre otras, por lo que se hará una nueva consideración, la cual es determinar qué efecto tiene el uso de promotores de turbulencia dentro del orificio de enfriamiento, esto con la finalidad de tratar de incrementar la disipación de la energía sobre la superficie del álabe de una turbina de gas.

En el presente trabajo de investigación se realizará un análisis de dinámica de fluidos computacional (CFD) para determinar el efecto que tienen los promotores de turbulencia en el incremento del arrastre de la película de enfriamiento, el cual se validará con mediciones experimentales, dichas técnicas de medición pueden ayudar a determinar las características de la película de enfriamiento.

1.1 ESTADO DEL ARTE

Antonia y colaboradores en el 2018 [2], evaluaron la dependencia del coeficiente de disipación de la energía cinética media turbulenta en la capa límite turbulenta de una pared rugosa. Su análisis cubre la distancia a la pared para un número de Reynolds, usando la microescala de Taylor, con base en la técnica de anemometría de hilo caliente. Sus mediciones muestran que el coeficiente varía significativamente cerca de la pared, pero se vuelve constante en una región determinada de la capa límite ($0.2 \leq y/\delta \leq 0.6$). El experimento se llevó a cabo en un túnel de viento de 5.9 metros de largo, 0.9 metros de ancho y de 0.15 metros de altura, la pared rugosa consiste en un arreglo periódico de barras cilíndricas montadas sobre la pared abarcando todo el ancho del túnel, el montaje de cada barra cilíndrica es con base a la

relación que hay entre la distancia de separación entre cada barra y su diámetro.

En 2017, Khojasteh y colaboradores [3], presentaron resultados de la medición de la eficiencia de la película de enfriamiento mediante la técnica de pintura sensible a la presión (PSP), cerca de la región del orificio de enfriamiento en una placa plana, el experimento se efectuó con dos diferentes relaciones de soplado ($M=0.5$ y $M=1$). La geometría del experimento consistió en una placa plana con un orificio circular con una inclinación de 35° , además que escalaron el diámetro del orificio de enfriamiento a 20 mm con base a la relación de densidades entre el fluido principal y el fluido de enfriamiento y de las condiciones de operación. Encontraron que a menor relación de soplado ($M=0.5$), el flujo de la película de enfriamiento se levanta de la superficie y casi inmediatamente se vuelve adherir a la superficie de estudio, además que, determinaron la zona donde se presenta los vórtices de giro contrario y vórtices en forma de herradura mediante análisis de correlación espacial de los términos fluctuantes.

Chowdhury y colaboradores en 2017 [4], presentaron la influencia que tiene la forma del álabe con orificios cilíndricos en la película de enfriamiento, así como, la relación de densidad del refrigerante con el flujo principal y la relación de soplado. Las variables antes mencionadas fueron analizadas con la técnica de medición de PSP para poder determinar la eficiencia de la película de enfriamiento. Para su experimentación seleccionaron tres diferentes modelos de borde de ataque en álabes, uno con un radio semicilíndrico y los otros dos bordes de ataque elípticos, los cuales fueron instalados en un túnel de viento con bajas velocidades. Llegaron a la conclusión que el álabe con bordes elípticos tenía mejor rendimiento y favorecía a una mejor cobertura global de la película. Para entender la distribución del refrigerante a través de cada uno de los orificios, determinaron el caudal másico dentro de los mismos con base

a simulaciones en CFD, en general comprobaron que la eficiencia de la película de enfriamiento aumenta con el incremento de la relación de soplado.

Johnson y colaboradores en 2014 [5], presentaron su estudio realizado mediante la técnica de PIV para cuantificar la mezcla dinámica que existe entre el flujo del refrigerante y el flujo principal, además que, con la técnica de PSP, mapearon la zona en la superficie con base a la eficiencia de la película de enfriamiento. Como fluido principal utilizaron aire y mientras que como flujo refrigerante hicieron pruebas con N_2 , aire y CO_2 , observaron el efecto que tiene el uso de diferentes relaciones de densidades y concluyeron que a una menor relación de soplado la superficie tiene una mayor protección con la película de enfriamiento.

Han y colaboradores presentaron en 2016 [6], su investigación acerca de la eficiencia de la distribución de la película de enfriamiento en la base de una tobera de una turbina utilizando la técnica de PSP, debido a las complejas características del flujo y la carga intensa que proviene de la cámara de combustión. En su estudio emplearon tres toberas de la turbina a gran escala para construir el sector anular organizado en cascada, donde el diseño de enfriamiento de la película se logra por medio numerosos agujeros cilíndricos en forma de abanico y dispersos en ambas paredes de la base de la tobera. Con la técnica de PSP capturaron los contornos de la película de enfriamiento, concluyeron que la distribución de la presión y el flujo secundario afectan la eficiencia de la distribución de la película de enfriamiento.

En 2015, Antonia y colaboradores [7], presentaron resultados de la capa límite turbulenta que se desarrolla sobre una pared rugosa, miden la presión estática alrededor de una barra cilíndrica dentro del túnel de viento para determinar la velocidad de fricción y el error en el origen, que son los dos problemas principales que rodean a la capa límite de la pared rugosa, adicionalmente

miden la velocidad en diferentes zonas del flujo mediante la técnica de anemometría de hilo caliente para determinar el coeficiente de fricción del impulso. Los resultados mostraron que el método arroja valores consistentes de la velocidad de fricción, indicando que la contribución del arrastre viscoso sobre la pared rugosa es despreciable. Plantean que el valor del arrastre sobre una pared rugosa está formado por el valor de la presión arrastre y el arrastre viscoso.

Sierra y colaboradores en 2013 [8], presentan el estudio de medición y modelado de la eficiencia de enfriamiento en la punta de un álabe de turbina de gas. Ellos miden la temperatura de la pared del álabe mediante la técnica de pintura sensible a la temperatura (TSP), para un flujo principal ($Re_M=200,000$) y un flujo de enfriamiento ($Re_C=10,000$). El experimento se llevó a cabo en un túnel de viento de baja velocidad, donde utilizaron una sección de la punta de un álabe y demostraron que, si se varía el número de Reynolds del fluido de enfriamiento y el tamaño del espacio en la punta, la eficiencia de la película de enfriamiento sufre una caída drástica en diferentes regiones del álabe. Además, compararon los resultados experimentales con resultados obtenidos mediante simulación numérica y encontraron valores aceptables entre ellos.

En 2008, Chang y colaboradores [9], diseñan una mejora para la transferencia de calor con pared rugosa con costillas en forma de V y en forma de escamas profundas. El rendimiento de la transferencia de calor y la caída de presión de un canal rectangular equipado con el diseño de mejora de transferencia de calor se examinan para flujos con un rango de Re de 1000-30000. Comparan sus resultados obtenidos de transferencia de calor, de caída de presión con resultados previos recopilados de otros dispositivos para mejorar la transferencia de calor y demuestran que el diseño con costillas en forma de V y de escamas profundas presenta ventajas sobre los otros diseños. A medida

que el número de Re se incrementa para flujos turbulentos, la relación de mejora de transferencia de calor disminuye en el canal.

Chang y colaboradores en 2007, presentaron un estudio experimental sobre la mejora de la transferencia de calor en un tubo equipado con una cinta retorcida (promotor de turbulencia). Los bordes dentados en las orillas de la cinta retorcida, tenían una relación de torsión de 1.56, 1.88 y 2.81, y tenían barras de sección cuadrada sobre su superficie. Determinaron que el número local de Nusselt y el factor de fricción de soplado aumentan a medida que la relación de torsión disminuye. El aumento de transferencia de calor atribuido a la cinta retorcida cae aproximadamente en un rango de 1.25-1.67 veces el nivel de transferencia de calor en el tubo equipado con cinta trenzada lisa, además que, notaron que el factor de fricción del soplado disminuye y aumenta respectivamente en los tubos equipados con cintas retorcidas lisas y dentadas a medida que el número de Re aumenta (Chang, Jan & Liou, 2007).

En 2016, Dávalos y colaboradores [10], calcularon la eficiencia de la película de enfriamiento en el borde de ataque de un álabe de una turbina de gas, por medio de la técnica de redes neuronales (ANN) y con dinámica de fluidos computacional (CFD). La base de datos utilizada para la ANN se construyó utilizando CFD con base al diseño factorial de dos niveles de experimentos. Las variables que consideró en ANN son el diámetro del agujero, el ángulo de inyección y la relación de soplado, que es el parámetro más importante en la predicción de la película de enfriamiento.

Zhou y Hu en 2017 [11], presentaron un estudio experimental para mejorar el rendimiento de la película de enfriamiento en una placa, el diseño estuvo basado en las dunas de media luna del desierto de Barchan. Vieron que las corrientes del refrigerante se descargaban tangencialmente y que permanecieran unidas a la superficie de la placa. Las técnicas empleadas por

Zhou y Hu fueron el PIV y la técnica de PSP para mapear la eficiencia de enfriamiento sobre la superficie de la placa. Demostraron que a pesar de que su diseño causaba mayor pérdida por fricción, lograron tener una mayor adherencia del refrigerante a la placa evitando la penetración de corrientes del refrigerante en el flujo principal.

En 2017, Chowdhury y colaboradores [4], utilizaron la técnica de PSP para determinar los efectos de la relación que existe entre la densidad del refrigerante al flujo principal con tres diferentes relaciones de soplado. Los experimentos fueron realizados en un túnel de viento de baja velocidad en un modelo de álabe con borde de ataque elíptico. Las configuraciones de enfriamiento consistían en tres filas de arreglos de agujeros cilíndricos con agujeros, además que la técnica de PSP sirvió para probar la efectividad de la película de enfriamiento.

Shiau y colaboradores en 2017 [1], estudiaron la eficiencia de la película de enfriamiento en el lado de succión de una turbina a escala con condiciones de flujo transónico por medio de la técnica de PSP, analizaron tres filas de orificios con ángulo radial alrededor del borde de ataque y dos filas de orificios con ángulo compuesto en el lado de succión. Ellos mostraron los efectos que tiene el refrigerante con la relación del soplado del flujo principal, la relación de densidades y el número Match a la salida.

En 2017, Shiau y colaboradores [12], presentaron la comparación de la efectividad de la película de enfriamiento en la base de la tobera de una turbina usando la técnica de PSP, logrando evaluar el comportamiento del flujo local, determinaron que cuando mayor es la relación del flujo másico del refrigerante al flujo principal, mayor será la cobertura del refrigerante, lo cual implica una mejor distribución de la película de enfriamiento. Además, demostraron que, entre más grande sea la relación de la densidad del refrigerante al flujo

principal mayor será la eficiencia de la película de enfriamiento y, si el refrigerante es más denso se puede lograr una mejor dispersión lateral.

Bonani y colaboradores en 2012 [13], mediante la técnica de cristales líquidos termocrómicos determinaron el comportamiento de la transferencia de calor sobre la superficie del borde de salida de un álabe de turbina de gas, logrando determinar el efecto que tenían una serie de ductos con una orientación de 60° y -60° con respecto a la dirección del flujo axial, sobre la superficie del álabe, concluyendo que los ductos orientados a 60° presentaban una mejor transferencia de calor.

En 2013, Beniache y colaboradores [14], contribuyeron y ampliaron el estudio de Bonani a 3D, mediante la técnica de cristales líquidos termocrómicos determinaron el número de Nusselt evaluando pedestales que cambiaban el flujo de transferencia de calor en el borde de salida de un álabe de turbina de gas. Los pedestales tenían una orientación de 60° y -60° con respecto a la dirección del flujo axial, concluyendo que al igual que en el estudio en 2D, los ductos orientados a 60° incrementaban el fenómeno de la transferencia de calor.

Lakehal y colaboradores en 1998 [15], realizaron un estudio computacional para una placa con inyección lateral del fluido de enfriamiento, estudiaron cómo afecta la relación de soplado a la eficiencia de la película de enfriamiento, evaluaron tres diferentes relaciones de soplado (1.2, 0.85 y 0.5). Determinaron que a mayor relación de soplado la película de enfriamiento se va haciendo más ineficiente. El orificio de descarga del flujo de enfriamiento estaba a 30° con relación a la horizontal, con sus resultados de CFD determinaron una capa límite de 0.0011m.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Determinar las características del valor de arrastre de la película de enfriamiento en modelos de álabes de turbina de gas que usan promotores de turbulencia en sus pasajes de enfriamiento.

1.3 OBJETIVOS PARTICULARES

- Definir modelo de álabe y diseño experimental para determinación del valor de arrastre de la película de enfriamiento.
- Cálculo numérico de las características del valor de arrastre de la película de enfriamiento en modelo de álabe con y sin promotores de turbulencia.
- Determinar cómo cambia el efecto en el arrastre y la transferencia de calor respecto a la capa límite debido al uso de una pared rugosa y lisa dentro del canal de enfriamiento.
- Medición experimental de velocidad de la mezcla de enfriamiento-flujo principal, así como temperatura en la superficie de una placa plana para determinar eficiencia de la película de enfriamiento.
- Validar el método numérico con resultados experimentales en una placa plana para aplicarlo a un modelo de álabe de turbina de gas.

CAPÍTULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EN ÁLABES DE TURBINAS DE GAS

El ciclo de trabajo de las turbinas de gas es mediante un ciclo termodinámico abierto, desde el punto de vista teórico, se puede incrementar la potencia a la salida en la turbomáquina mediante el aumento de la temperatura de los gases de combustión que entran a la turbina de gas, sin embargo, tal suceso acarrea diversos problemas tecnológicos, principalmente en el área de los materiales. Por lo que es necesario recurrir a tecnologías de enfriamiento avanzadas, aplicadas a los equipos para protegerlos de fallas térmicas. La película de enfriamiento ha probado ser un método efectivo para mantener una temperatura baja del metal del álabe, mediante un fluido que se inyecta a través de los orificios en los álabes de las turbinas de gas. El flujo que se inyecta mediante los orificios en el álabe representa una barrera térmica en la superficie para reducir las altas temperaturas causadas por el flujo principal, [1].

Los sistemas de enfriamiento empezaron a utilizarse en la década de 1940, mediante el uso de enfriamiento por convección en los álabes, con el cual se observó que los álabes de las turbinas de gas tenían más horas de operación, concluyendo en el desarrollo y estudio de diferentes formas de enfriamiento. Se desarrollaron diversos métodos de enfriamiento como son el de convección de chorro, de transpiración y el de película, siendo este último el más utilizado debido a los mejores resultados obtenidos, además que su implementación desde el punto de vista experimental y de diseño ha sido el más viable.

El principio del funcionamiento del sistema de enfriamiento por película

consiste en extraer aire del compresor, e introducirlo por la raíz del álabe hacia el plenum de admisión para ser distribuido en el interior del álabe mediante canales con el principal objetivo de reducir la temperatura interna y, dependiendo del álabe descargar el flujo por medio de los orificios de enfriamiento para proteger la superficie externa. Los sistemas de enfriamiento se pueden clasificar en internos y externos, los cuales al combinarse incrementan la protección de los álabes de las altas temperaturas.

2.1.1 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO INTERIOR

El principio del funcionamiento de los sistemas de enfriamiento interior está basado en la transferencia de calor por medio de convección, ya que, se circula el fluido de enfriamiento en el interior del álabe por medio de pasajes o canales los cuales pueden ser lisos, con costillas, con aletas circulares, así como, canales que cuentan con orificios para que el fluido incremente su presión y este impacte en el interior del álabe. En la figura 1 se muestra un esquema de los sistemas de enfriamiento interior.

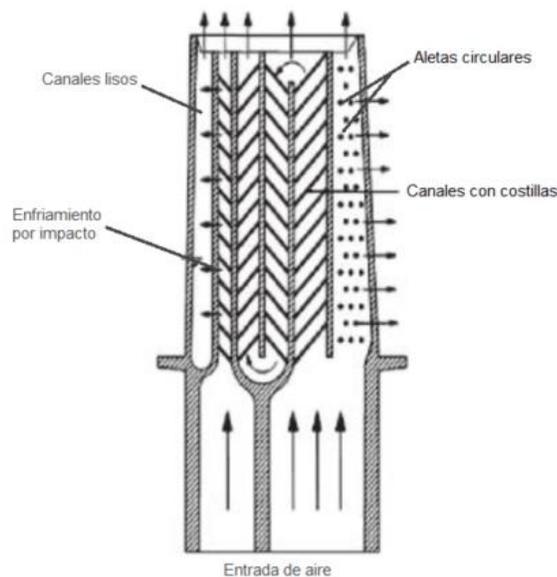


Figura 1 Esquema de enfriamiento de álabes de turbinas de gas, [16].

2.1.2 SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EXTERIOR

El aire circulante por los canales interiores del álabe que es utilizado en el sistema de enfriamiento interno, se expulsa a través de orificios colocados sobre la superficie de los álabes, como se muestra en la figura 2, el aire expulsado corresponde al sistema de enfriamiento exterior, el cual, protege la superficie del álabe de la alta temperatura del flujo principal mediante una delgada capa de aire, llamada película de enfriamiento (figura 3).

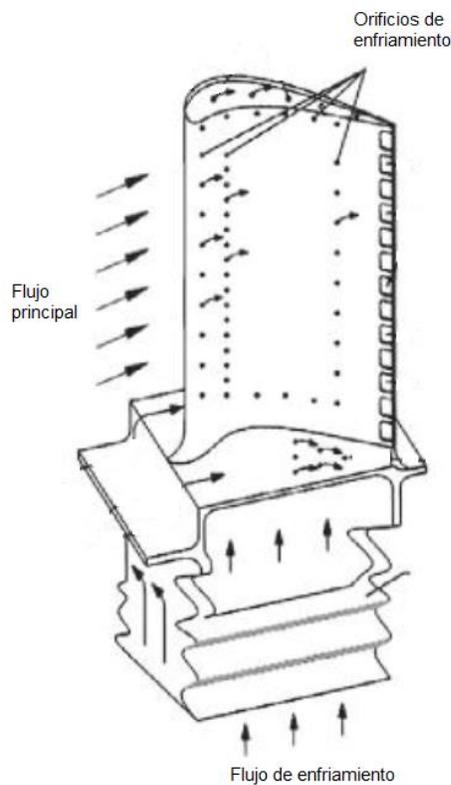


Figura 2 Sistema de enfriamiento exterior [16].

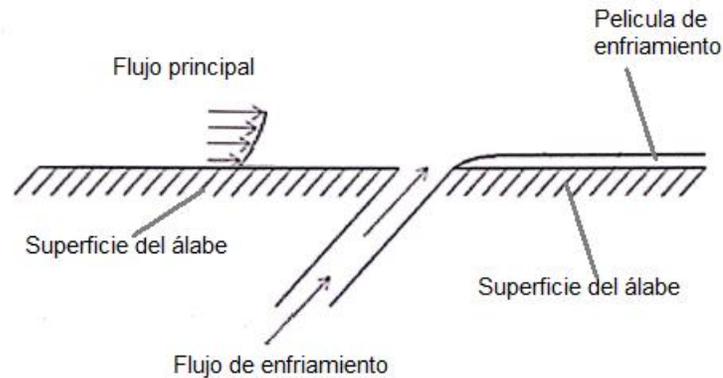


Figura 3 Esquema de la película de enfriamiento.

La película de enfriamiento reduce el contacto del flujo principal con la superficie del álabe gracias a la barrera térmica que se genera por la capa de aire resultante del flujo expulsado del interior del álabe.

2.2 EFICIENCIA DE LA PELÍCULA DE ENFRIAMIENTO

La película de enfriamiento es de suma importancia para el sistema de enfriamiento sobre la superficie de los álabes, tanto de los fijos (toberas) como de los móviles. Los orificios sobre las superficies de los álabes (ver figura 4) son el medio físico por el cual se descarga aire, a una menor temperatura que el flujo principal, para formar una película protectora. La ubicación, forma e inclinación de los orificios influyen directamente en el comportamiento del flujo de enfriamiento con respecto al flujo principal, ejerciendo una variación en la eficiencia de la película de enfriamiento [17].

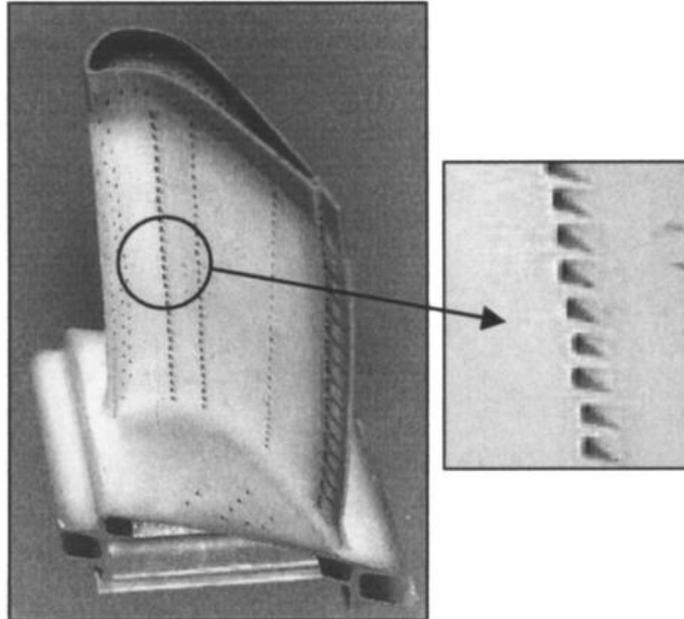


Figura 4 Orificios de enfriamiento sobre un álabe de turbina de gas [18].

La temperatura del fluido de enfriamiento cercano a la pared del álabe se le conoce como temperatura adiabática de la pared T_w , la cual define la cantidad de transferencia de calor que se presenta entre el flujo principal y la superficie del álabe [19]. Se utiliza una forma normalizada de la temperatura adiabática para poder caracterizar la eficiencia de la película de enfriamiento, η , definida por

$$\eta = \frac{T_m - T_{aw}}{T_m - T_c}, \quad (1)$$

donde T_m es la temperatura del flujo principal, T_{aw} es la temperatura adiabática y T_c es la temperatura del flujo de enfriamiento justo a la descarga del orificio de enfriamiento.

2.3 RELACIÓN DE SOPLADO

Otro de los principales factores que influyen directamente en la eficiencia de la película de enfriamiento es la relación de soplado, M , la cual se determina mediante

$$M = \frac{\rho_c v_c}{\rho_m v_m}, \quad (2)$$

en donde los subíndices c y m representan al fluido de enfriamiento y al flujo principal respectivamente, mientras que ρ es la densidad y v es la velocidad. La relación de soplado determina la cantidad de aire que se necesita para crear la película de enfriamiento. Con valores bajos de la relación de soplado provoca que no se proporcione suficiente aire, sin embargo, con una cantidad excesiva de aire puede ocasionar que el flujo de enfriamiento penetre en la corriente del flujo principal y haya una separación de la superficie [20], por lo que una relación de soplado correcto garantiza la protección del álabe.

2.4 TIPOS Y ÁNGULOS DE INYECCIÓN DE LOS ORIFICIOS DE ENFRIAMIENTO

Cabe mencionar que los diseños de los orificios de enfriamiento, como la orientación, diámetro y forma, influyen directamente en el incremento o decremento de la eficiencia de la película de enfriamiento, ya que se altera el campo de flujo cercano a la descarga del mismo.

2.4.1 TIPOS DE ORIFICIOS DE ENFRIAMIENTO

Los orificios más comunes son los cilíndricos, ya que es la geometría más sencilla de manufacturar y de menor costo. Existen diversos estudios que han demostrado que orificios con formas diferentes como con forma de abanico, presentan mayor eficiencia de la película de enfriamiento, sin embargo, su alto costo de manufactura y uso de máquinas especializadas para maquinarlos los hacen poco viables para ser utilizados. En la figura 5, se presentan varios de

los diferentes tipos de orificio utilizados con la película de enfriamiento.

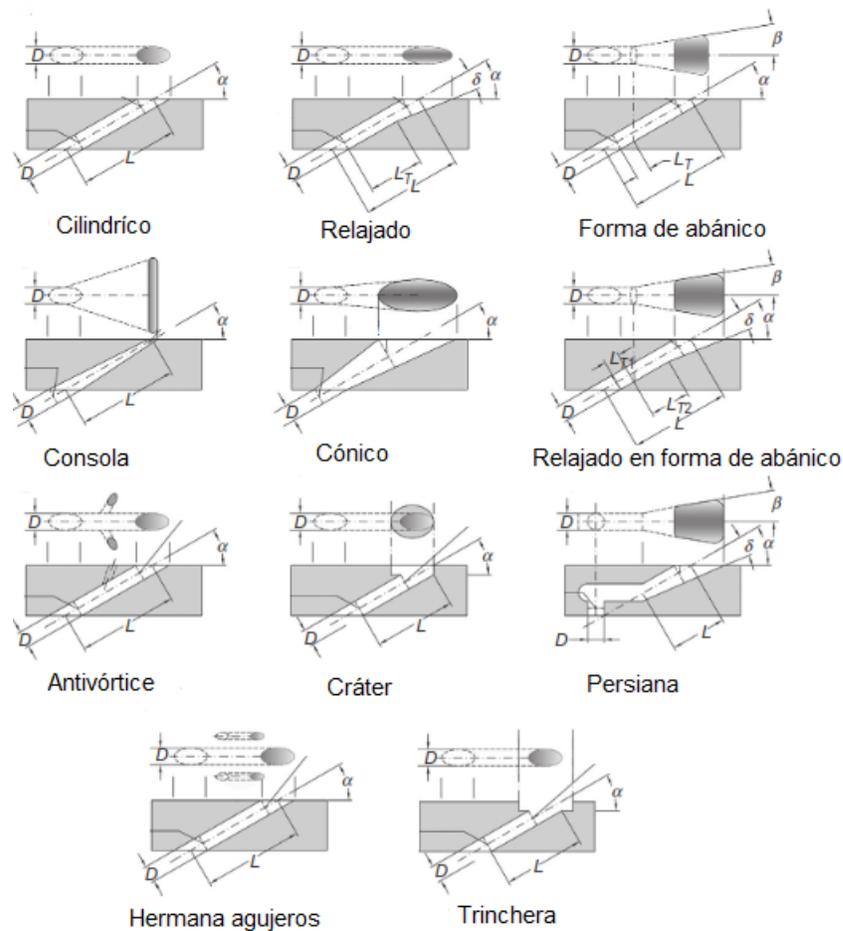


Figura 5 Tipos de orificios de enfriamiento [21].

2.4.2 ÁNGULO DE INYECCIÓN DE LOS ORIFICIOS DE ENFRIAMIENTO

La orientación del canal de enfriamiento con respecto a la superficie, se le conoce como ángulo de inyección principal, el cual tiene un efecto directo en la eficiencia de la película de enfriamiento. Los ángulos de inyección relativamente bajos con respecto a la horizontal ayudan a mantener adherido el flujo de refrigeración, sin embargo, en la industria de las turbinas por cuestiones maquinado y de fabricación de las superficies aerodinámicas, se utilizan ángulos de inyección de 30 a 40 grados [21]. Los orificios de

enfriamiento también pueden tener un ángulo secundario, a los cuales se les conoce como agujeros de ángulo compuesto. Las configuraciones de ángulo compuesto muestran una mejor protección debido a la buena eficiencia obtenida de la película de enfriamiento [22]. En la figura 6 se muestra un esquema de la orientación de los orificios del flujo de enfriamiento.

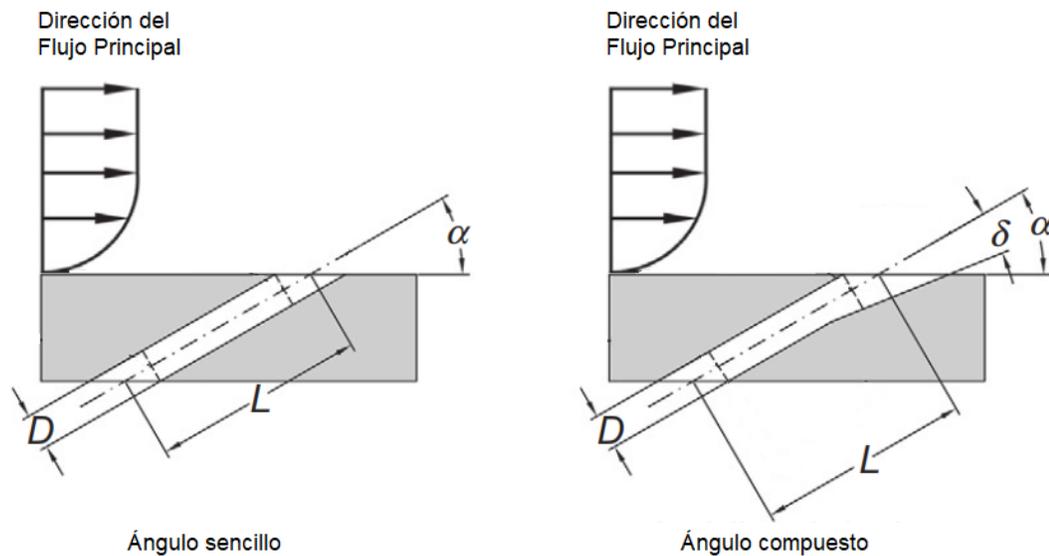


Figura 6 Esquema de la orientación de los orificios de enfriamiento [21].

2.5 FUNDAMENTOS DE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

Una poderosa herramienta empleada para el cálculo de campos de flujo y de transferencia de calor es con el uso de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), ya que tiene aplicaciones en diversos ámbitos de la ingeniería.

2.5.1 ECUACIONES GOBERNANTES

Las ecuaciones de Navier-Stokes son las ecuaciones gobernantes utilizadas en CFD para el análisis de flujos, las cuales son un conjunto de ecuaciones de

derivadas parciales no lineales, que describen la dinámica de fluidos continuos y estas se define como

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \right), \quad (3)$$

la ecuación de continuidad

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i), \quad (4)$$

y la ecuación de la energía

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} U_i^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho U_j \left(h + \frac{1}{2} U_i^2 \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i t_{ij}) - \frac{\partial q_j}{\partial x_j}, \quad (5)$$

$$h = e + \frac{p}{\rho}, \quad (6)$$

donde ρ es la densidad del fluido, u_i la velocidad en la dirección i , p es la presión estática, μ es la viscosidad, e es la energía interna y la entalpia específica es h .

2.5.2 MODELADO DE LA TURBULENCIA

Los flujos turbulentos se caracterizan por ser intensamente desordenados, con velocidades elevadas y con fluctuaciones de la misma. Debido a las fluctuaciones de la velocidad del fluido que se presentan por la turbulencia, estas deben ser tratadas mediante aproximaciones estadísticas [23]. Uno de los modelos empleados en CFD para resolver la turbulencia son las

ecuaciones promediadas de Reynolds (RANS). Este modelo es el más utilizado para el análisis de problemas de flujos con elevados números de Reynolds, ya que consiste en resolver las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo, es decir, las magnitudes calculadas se sustituyen por la suma de su valor medio, además de una componente fluctuante, las cuales pueden reproducir las variables instantáneas del flujo turbulento [24].

Dos de las principales ventajas que tiene el uso del modelo RANS son, la reducción del tiempo de cómputo, además de, como no se solucionan las escalas de tiempo más pequeñas se pueden utilizar mallas temporalmente burdas, pero con el uso de la capa límite se debe de utilizar mallas con un mayor refinamiento.

Como se mencionó arriba, el modelo RANS consiste en descomponer las variables del flujo en sus valores promedios, donde la velocidad se define como

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \quad (7)$$

donde \bar{u}_i y u'_i son las componentes de la velocidad promedio y la velocidad fluctuante respectivamente.

Sustituyendo las expresiones por las variables de flujo en la ecuación de continuidad instantánea y en la ecuación de momento, tomando un promedio de tiempo se obtiene, la ecuación de continuidad, [25]

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \quad (8)$$

y la ecuación de la energía

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}), \quad (9)$$

la entalpia promedio

$$h_0 = h + \frac{1}{2} u_i u_i + \frac{1}{2} \overline{u'_i{}^2}, \quad (10)$$

la energía cinética turbulenta

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i{}^2}, \quad (11)$$

la intensidad turbulenta I , se define como la media cuadrática de la velocidad fluctuante y la velocidad media del flujo

$$I = \frac{u'_i}{\bar{u}_i}, \quad (12)$$

la tasa de disipación turbulenta

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\ell}, \quad (13)$$

donde ℓ es la escala de longitud de turbulencia y C_μ es una constante empírica especificada en el modelo de turbulencia.

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA

La metodología del análisis numérico consiste en realizar una revisión de la literatura, elaborar una geometría en un programa de dibujo asistido por computadora, realizar la discretización de la geometría y, una vez que se hayan obtenido los resultados numéricos, se hará el post-procesamiento de información. Cabe mencionar que las simulaciones se harán con y sin promotores de turbulencia, el cual consiste en barras rectangulares desfasadas sobre la superficie dentro del canal de enfriamiento, en la figura 7 se muestra el montaje de los promotores de turbulencia dentro de la placa.

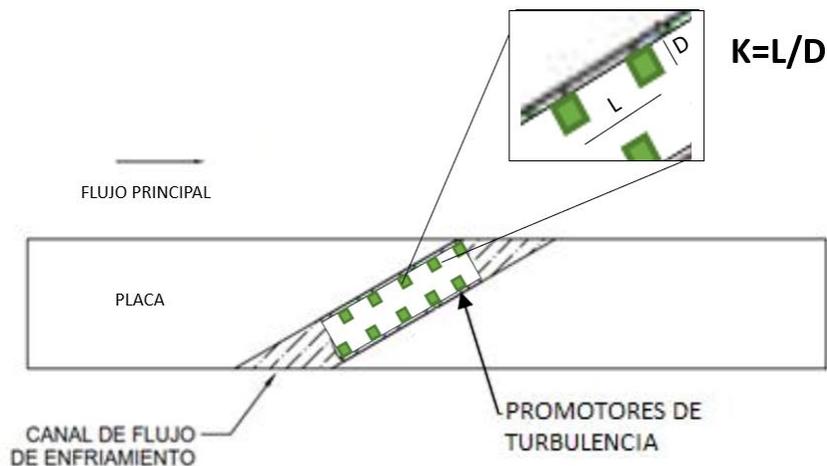


Figura 7 Placa con promotores de turbulencia.

El diseño de los promotores de turbulencia está basado en la modificación de la rugosidad de la superficie dentro del canal de enfriamiento. La superficie rugosa se logrará mediante barras ubicadas sobre la superficie dentro del canal de enfriamiento, el cual descargará a la placa plana ubicada dentro de un túnel de viento de baja velocidad, la separación que existe entre las barras con respecto a su espesor y la separación entre las mismas, como se muestra en la figura 8, está basado en la experimentación propuesta en el artículo de investigación titulado “*Drag of a turbulent boundary layer with*

transverse 2D circular rods on the wall” [7].

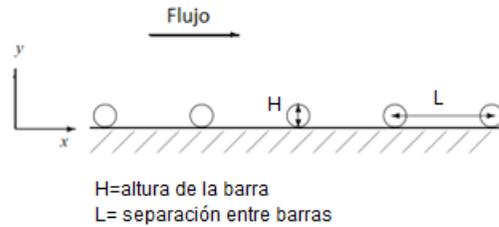


Figura 8 Configuración para la pared rugosa [7].

3.1 REVISIÓN DE LITERATURA

Revisión de la literatura especializada sobre los estudios e investigaciones acerca de la eficiencia de la película de enfriamiento, cómo influye la relación de soplado, el ángulo de inyección del flujo de enfriamiento, formas del orificio de enfriamiento, así como, estudios que reportaran el uso de promotores de turbulencia en los canales de enfriamiento, los cuales, hasta el momento no se ha reportado un estudio con tal configuración.

3.2 VALIDACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO

Se encontraron tres estudios publicados por Yuen et al [26] y [27], Sinha et al [28] y Tepe [29], con los cuales, se utilizaron sus resultados experimentales para validar el modelo matemático utilizado en la metodología de este proyecto, cabe mencionar que se emplearon estos reportes debido a que reprodujeron configuraciones y condiciones de flujo similares, por lo que la comparación directa es confiable. Los resultados se muestran en la figura 9 donde se comparan las distribuciones de la eficiencia promedio de la película de enfriamiento en dirección de la corriente.

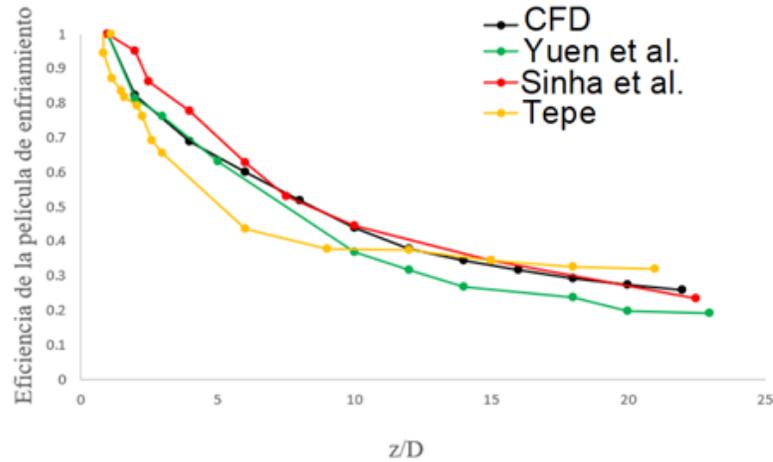


Figura 9 Validación de la metodología con resultados publicados por otros autores.

3.3 MEDICIÓN EXPERIMENTAL

Además de la validación con los datos experimentales reportados en la literatura abierta, los resultados numéricos obtenidos en el presente trabajo se validaron experimentalmente.

La instalación de banco de pruebas consta de una placa con un orificio de 20 mm de diámetro [3] por el cual sale el flujo de enfriamiento con 35° de inclinación, como se muestra en el esquema de la figura 10, el prototipo experimental se instaló en un túnel de viento de baja velocidad con una sección transversal de 0.5m de ancho, 0.5m de alto y 6m de longitud. La película de enfriamiento sobre la superficie se formó a partir de un flujo principal a una menor temperatura que el flujo de enfriamiento como se describe en [30] y [31].

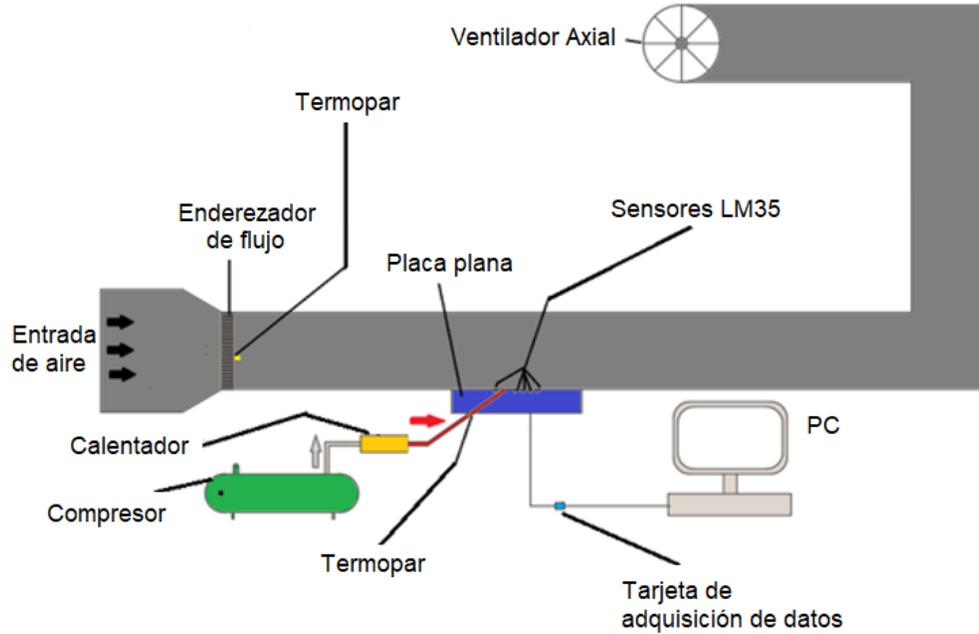


Figura 10 Esquema del banco de pruebas.

La placa de acero galvanizado se pintó de color negro mate, con la finalidad de evitar el error de la medición por el reflejo de la luz a la hora de capturar las imágenes con la cámara termográfica como se muestra en la figura 11.



Figura 11 Placa orificio pintada en color negro mate.

Para poder determinar la eficiencia de la película de enfriamiento sobre la superficie de la placa-orificio, se instrumentaron debajo de la misma, 5 sensores tipo LM35 para medición de temperatura de la siguiente forma, un sensor a $1D$ aguas arriba y 4 sensores con una separación de $1D$ entre cada uno de ellos aguas abajo, además de dos termopares tipo K, modelo MAX6675, los cuales determinaron la temperatura del flujo del fluido principal y la temperatura del flujo del fluido de enfriamiento, en la figura 12 se muestra el acomodo de los sensores debajo de la placa orificio.



Figura 12 Instrumentación de los sensores LM35.

El diagrama electrónico de toda la instrumentación que se llevó a cabo en el túnel de viento para el sistema de medición de la temperatura, se puede observar en la figura 13.

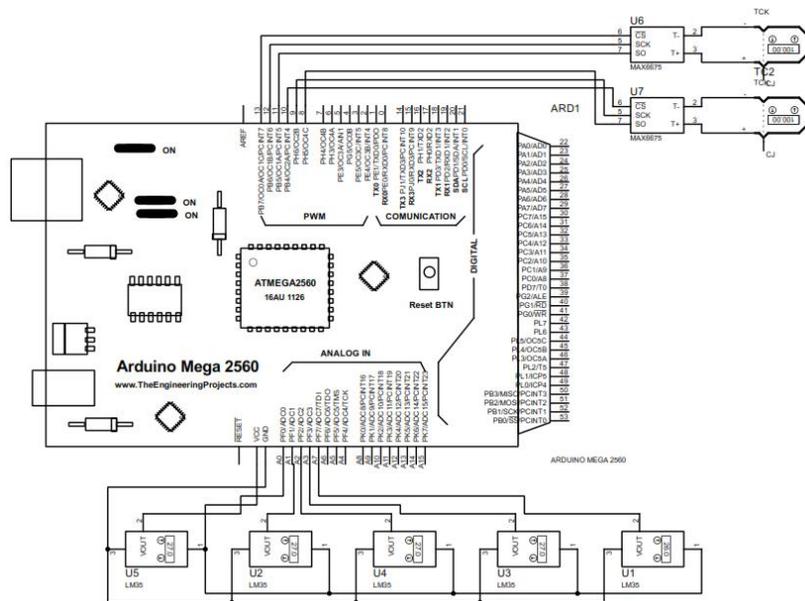


Figura 13 Diagrama electrónico del sistema de medición de temperatura.

El código que permitió el enlace de los sensores, la PC, así como la adquisición de datos se programó en el lenguaje C++, mediante la consola IDE de Arduino, con una tarjeta Arduino Mega 2560 se midieron las temperaturas. A continuación, se presenta el código fuente del programa para medición de temperaturas

```
Oy#include <Time.h>
#include "max6675.h"
float TemperaturaTermoParA = 0;
float TemperaturaTermoParB = 0;
int ktcSOB = 8;
int ktcCSB = 10;
int ktcCKLB = 9;
int ktcSO = 11;
int ktcCS = 13;
int ktcCKL = 12;
MAX6675 ktc(ktcCKL, ktcCS, ktcSO);
MAX6675 ktcB(ktcCKLB, ktcCSB, ktcSOB);
const int LM35A = A0;
const int LM35B = A1;
const int LM35C = A2;
const int LM35D = A3;
const int LM35E = A4;
double VoltajeLM35A = 0.0;
```


Las condiciones de operación para el modelo experimental son las siguientes, la temperatura del fluido principal igual a 20°C, la temperatura del flujo de enfriamiento igual a 60°C, la velocidad del flujo principal 6m/s, la velocidad del flujo de enfriamiento igual a 2 m/s. En la figura 14, se muestran las mediciones de la temperatura obtenidas por los sensores, en donde se puede apreciar el calentamiento de la placa orificio, que después de 3.83 min llega a las condiciones de operación para poder determinar la eficiencia de la película de enfriamiento.

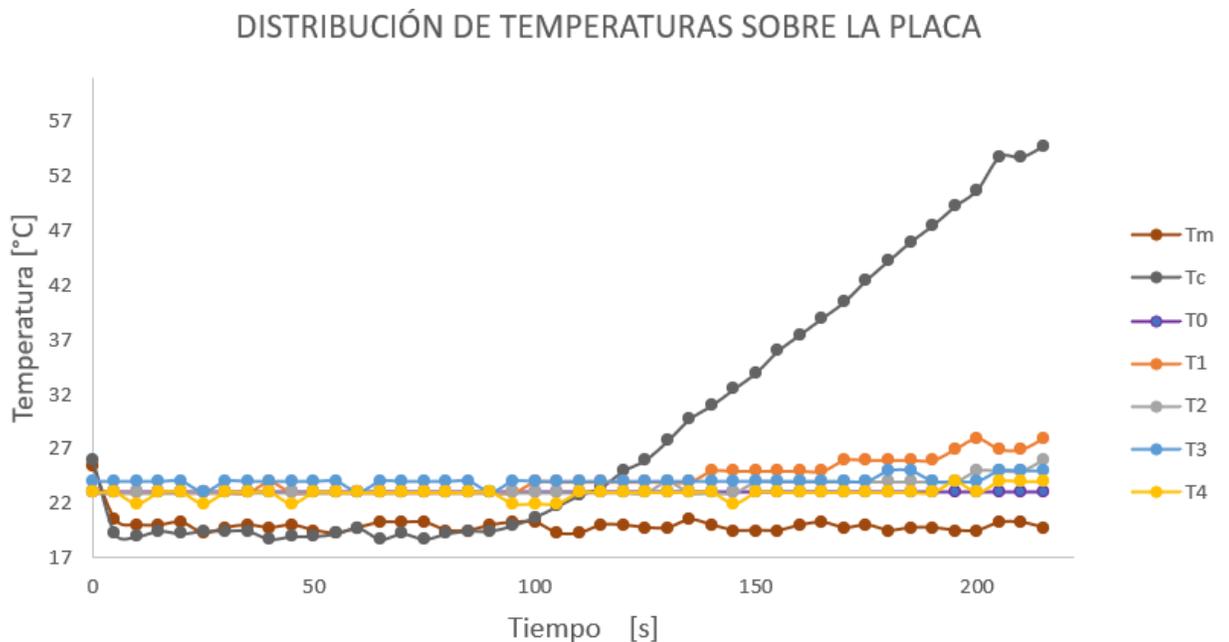


Figura 14 Temperaturas medidas por los sensores sobre la superficie, flujo principal y flujo de enfriamiento.

Además de monitorear las temperaturas con los sensores, también se obtuvo la temperatura sobre la superficie de la placa-orificio por medio de la cámara termográfica, como se muestra en la figura 15.

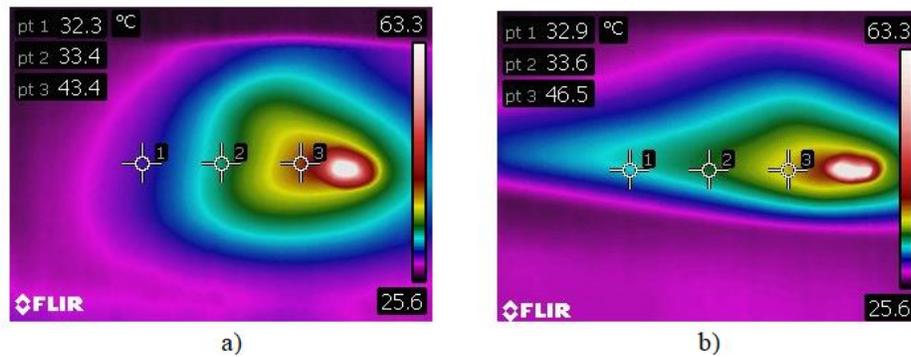


Figura 15 Medición de temperaturas con la cámara termográfica, a) sin el flujo principal b) con el flujo principal.

Se presenta una comparación de resultados normalizados entre el modelo experimental y el cálculo mediante dinámica de fluidos computacional con la figura 16, donde se puede apreciar que ambos cálculos tienen la misma tendencia, es importante mencionar que los resultados están normalizados debido a la variación entre los valores experimentales y valores numéricos, ya que la temperatura del flujo principal es de 20°C en el modelo experimental, mientras que en el análisis numérico es de 25°C habiendo una diferencia de 5°C, y las diferencias entre las velocidades del flujo principal y del flujo de enfriamiento, habiendo una diferencia de 4m/s y 2m/s respectivamente.

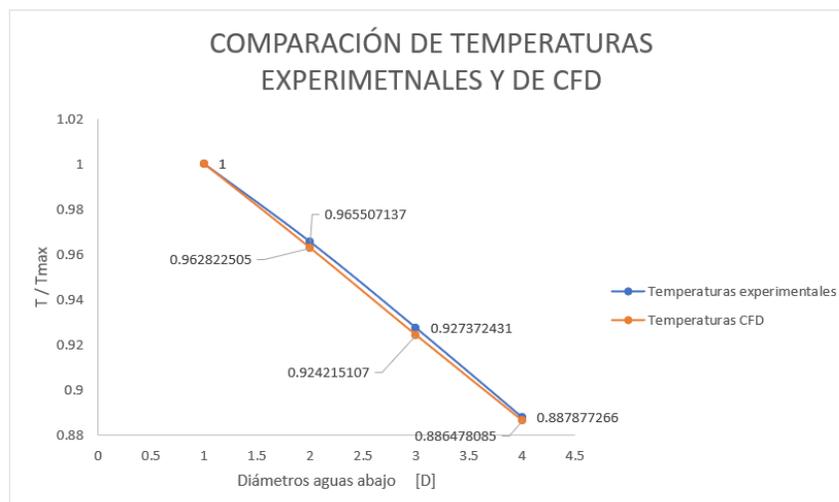


Figura 16 Comparación de temperaturas experimentales y de CFD.

Con base a las mediciones de la temperatura del modelo experimental se estimó la eficiencia de la película de enfriamiento, en la tabla 1 se muestra la comparación de dicho valor y el obtenido mediante la simulación numérica, donde se presenta un error relativo entre ambas eficiencias del 1.42

Tabla 1 Comparación de la eficiencia de la película de enfriamiento.

MEDICIÓN	TEMPERATURA SUPERFICIE [°C]	EFICIENCIA PELÍCULA ENFRIAMIENTO η [%]
EXPERIMENTAL	45.16	62.90
CFD	45.52	63.81

3.4 GEOMETRÍA

La geometría del dominio se realizó en un software asistido por computadora, el cual es SPACE CLAIM 19. En la figura 17 se muestra la geometría con una vista isométrica, para simular la placa con un orificio inclinado a 35°, se sustituyó por un tubo de 20 mm de diámetro en la parte inferior con la misma inclinación.

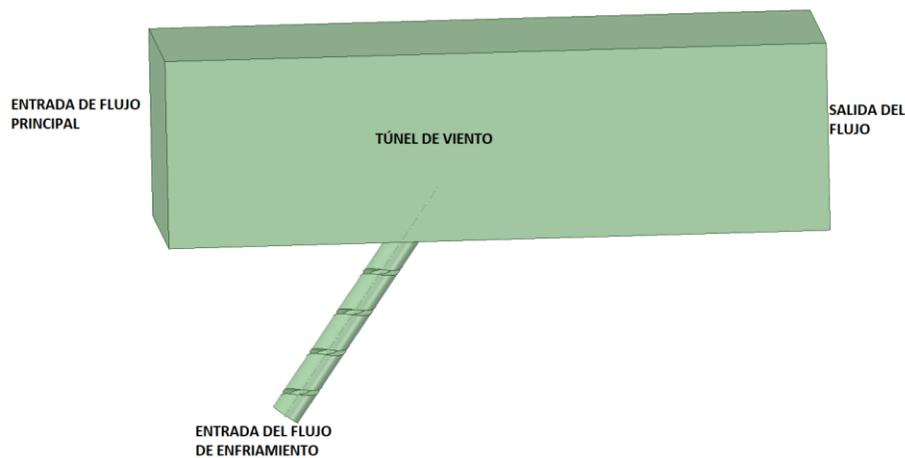


Figura 17 Geometría del modelo numérico en 3D.

Posteriormente la geometría se exportó de SPACE CLAIM 19 a ICEM para su discretizado.

3.4.1 Dominio sin promotores de turbulencia.

En la figura 18 se muestra el dominio de la geometría sin los promotores de turbulencia en una vista isométrica.

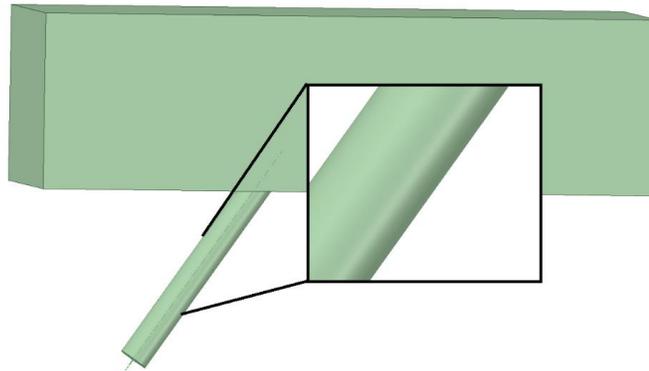


Figura 18 Dominio sin promotores de turbulencia en 3D.

3.4.2 Dominio con promotores de turbulencia.

El dominio que cuenta con promotores de turbulencia, es prácticamente similar al dominio anterior, la única diferencia que se presenta es que en el tubo inclinado a 35° se le añaden promotores de turbulencia, los cuales se presentan en la figura 19.

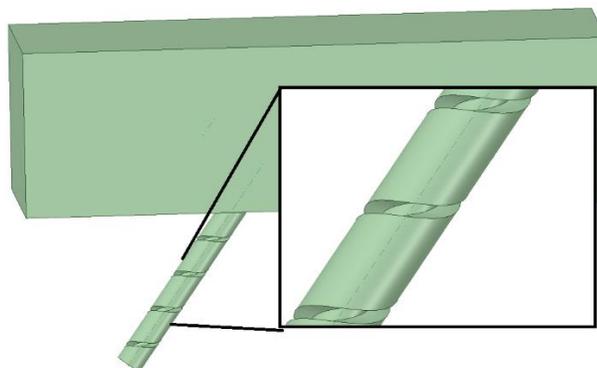


Figura 19 Promotores de turbulencia en la pared del dominio en 3D.

3.5 DISCRETIZACIÓN

La malla del modelo objeto de estudio fue del tipo híbrida con elementos triangulares, tetraédricos y cuadriláteros, en la figura 20 se presentan detalles de la malla, cabe mencionar que el modelo tiene un mayor refinamiento en la zona de las paredes cercanas al piso y en la zona de los promotores de turbulencia, esto con la finalidad de poder determinar las características de la capa límite que se forma sobre la superficie debido a la interacción entre el fluido y el cuerpo sólido.

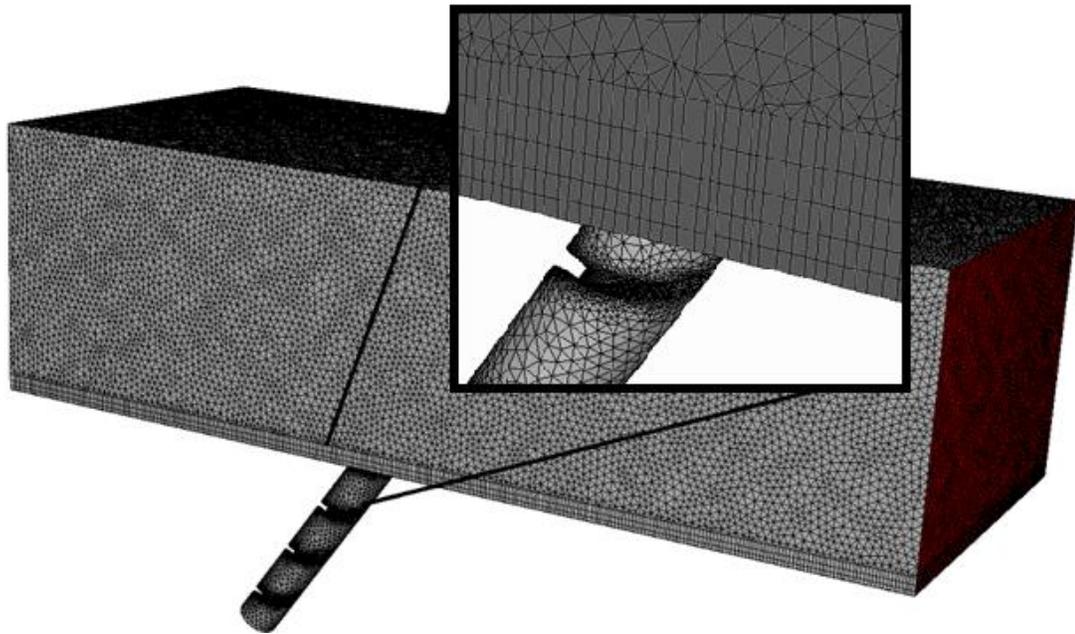


Figura 20 Discretización del dominio en 3D.

Para determinar el número de elementos en la malla, se realizó un análisis de convergencia en donde se probaron 5 diferentes tamaños de malla. Como variable de comparación se midió la temperatura sobre la superficie del dominio, zona donde se ubica la película de enfriamiento. En la figura 21, se aprecia una mayor aproximación entre la malla con 4,793,942 elementos y la malla con 4,934,364 elementos, presentándose un promedio en la diferencia

de la temperatura entre ellas del 1.057%, esta diferencia en la temperatura entre ambas mallas se consideró aceptable para concluir que al incrementar la cantidad de elementos no habrá cambios significativos en las magnitudes de las variables que se determinen computacionalmente.

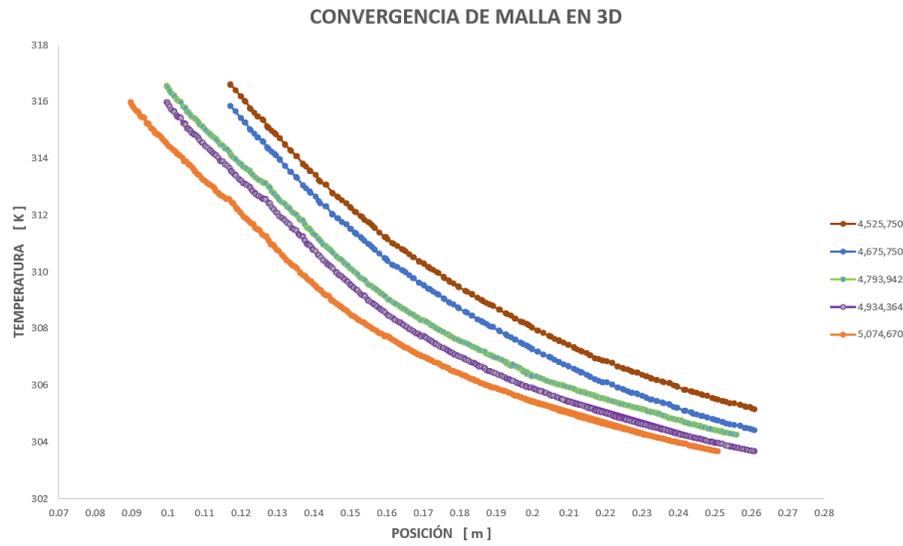


Figura 21 Convergencia de malla en 3D.

3.6 SIMULACIÓN NUMÉRICA

Para la simulación numérica se utiliza el modelo de turbulencia $RNG \kappa - \varepsilon$, ya que se ha encontrado que para la película de enfriamiento los resultados predichos por este modelo de turbulencia, presentan buenas aproximaciones con mediciones experimentales [32], además que, el algoritmo principal basado en la presión, las variables como el flujo del fluido y la energía fueron de doble precisión. Para la discretización espacial se usó el esquema de segundo orden, además que, para el acoplamiento de la velocidad y la presión se realizó mediante el algoritmo SIMPLEC. El cálculo numérico se realizó en 3D y en estado transitorio. Los criterios de convergencia se fijaron en 1×10^{-3} para las ecuaciones de continuidad, momentum y turbulencia, mientras que el criterio de convergencia para la ecuación de la energía se fijó en 1×10^{-6} .

Para las condiciones de frontera se definieron dos entradas de velocidad, la primera entrada simula el flujo principal, con una velocidad de 6 m/s y una temperatura de 20°C, mientras que la segunda entrada simula el flujo de enfriamiento con una velocidad de 3.35 m/s, velocidad del flujo de enfriamiento determinada con base a la relación de soplado de $M=0.5$ y, una temperatura de 60°C. En la tabla 2 se muestran las condiciones de frontera.

Tabla 2 Condiciones de frontera

FLUJO	TEMPERATURA [°C]	VELOCIDAD [m/s]
PRINCIPAL	20	6
ENFRIAMIENTO	60	3.35

3.7 POSTPROCESAMIENTO

Por último, se realiza el análisis de los resultados obtenidos con la simulación de CFD, los cuales permiten determinar el efecto que tiene el uso de promotores de turbulencia dentro del canal de enfriamiento en la eficiencia de la película de enfriamiento.

El cálculo numérico permite obtener contornos de velocidad, temperatura, intensidad turbulenta, energía cinética turbulenta, disipación turbulenta, vectores de velocidad y perfiles de temperatura.

CAPÍTULO 4. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se presentan los resultados obtenidos mediante la simulación numérica de los casos descritos en la sección 3.4.1 para el dominio sin promotores de turbulencia y en la sección 3.4.2 con el uso de promotores de turbulencia.

4.1 RESULTADOS SIN PROMOTORES DE TURBULENCIA

Se presentan contornos de temperatura, velocidad, turbulencia y vectores de velocidad.

En la figura 22 se muestran los contornos de temperatura en un plano lateral, donde se puede apreciar el cambio de temperatura que sufre la superficie aguas abajo de la descarga del flujo de enfriamiento. A 4.8D aguas abajo de la descarga de la película de enfriamiento, la temperatura sobre la superficie tiene una diferencia de 15°C con respecto a la temperatura inicial del fluido de enfriamiento.

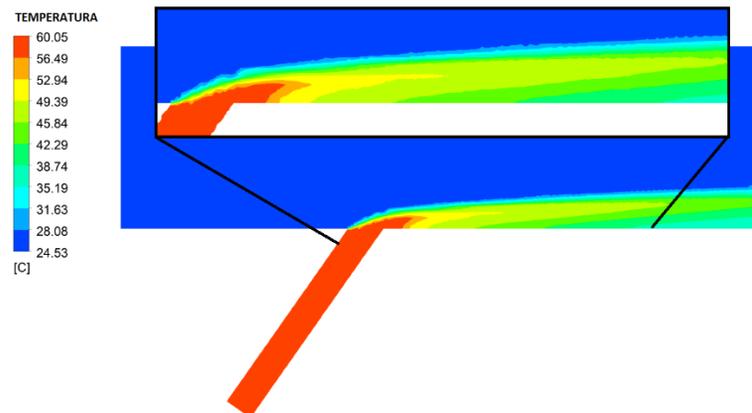


Figura 22 Contornos de temperatura sin promotores de turbulencia sobre un plano medio.

Se muestran los contornos de temperatura sobre la superficie del túnel en la figura 23, donde se puede apreciar cómo cambia la temperatura del piso a lo largo de todo el dominio de estudio, es importante mencionar que la superficie

de la película de enfriamiento en su zona más ancha es igual a $1.47D$ de cobertura.

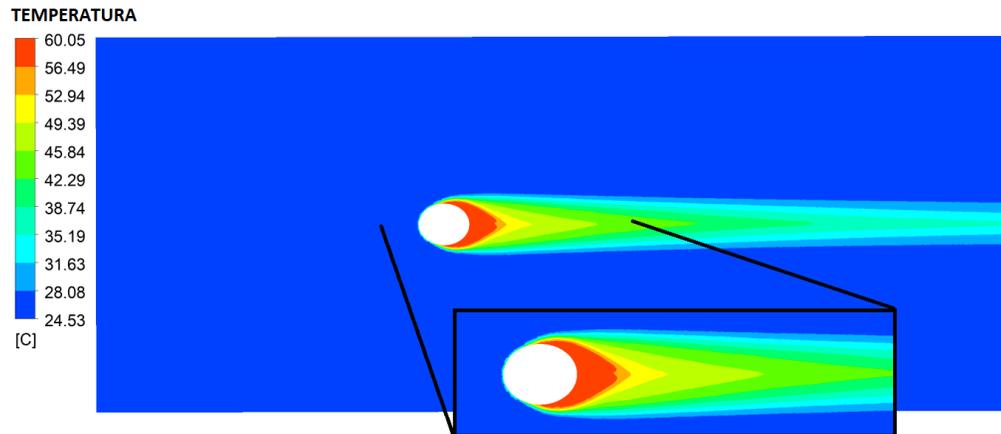


Figura 23 Contornos de temperatura sobre la superficie sin promotores de turbulencia.

En la siguiente figura se muestran los vectores de velocidad, donde se puede apreciar que la capa límite se separa justo después de la salida del orificio y, vuelve adherirse $1D$ aguas abajo respecto a la salida del orificio del flujo de enfriamiento, además que se crea recirculaciones cerca de la misma zona debido al choque entre el flujo principal y el flujo de enfriamiento.

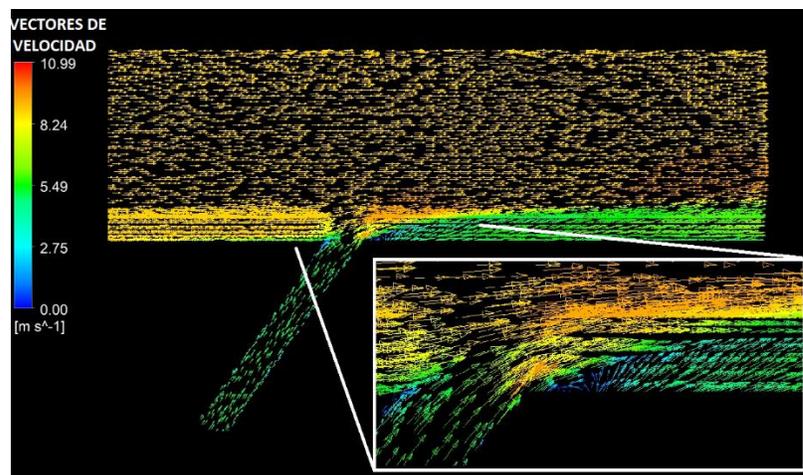


Figura 24 Vectores de velocidad en un plano medio.

En la figura 25 se puede apreciar la zona de circulación del flujo de

enfriamiento justo después de la salida del orificio de enfriamiento, en esta zona es donde la capa límite se despegue de la superficie, dejando desprotegida la misma del fluido principal.

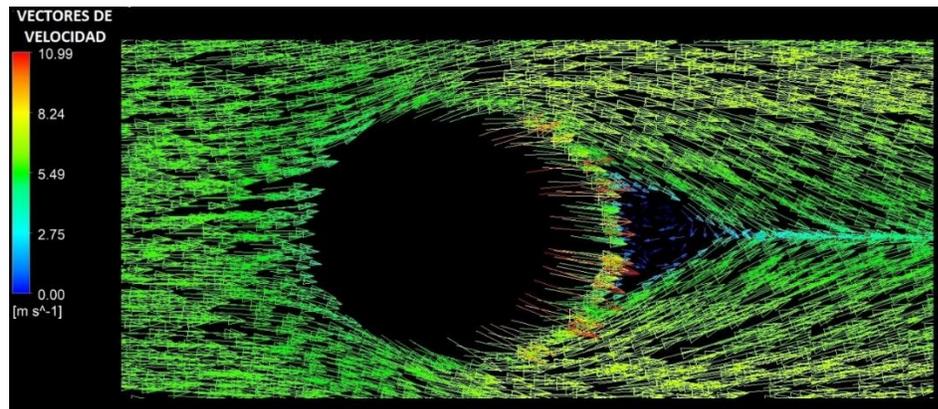


Figura 25 Vectores de velocidad sobre la superficie.

Los contornos de velocidad se presentan en la figura 26, donde se puede apreciar la zona de recirculación y desprendimiento de la película de enfriamiento, también se puede distinguir que, debido a la condición de no deslizamiento, la velocidad del fluido sobre las superficies es cero y como está se va incrementando hacia el centro del dominio.

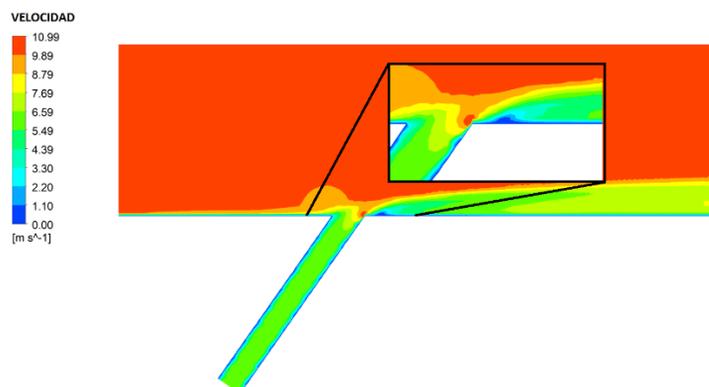


Figura 26 Contornos de velocidad sobre un plano medio.

Debido a la recirculación que se presenta justo después del orificio de enfriamiento se incrementa la intensidad de la turbulencia, este fenómeno es

causado por el choque entre dos fluidos con diferente velocidad y dirección, los cuales generan vórtices después del punto de contacto entre ellos, tal condición se puede apreciar con los contornos de intensidad de la turbulencia mostrados en la figura 27.

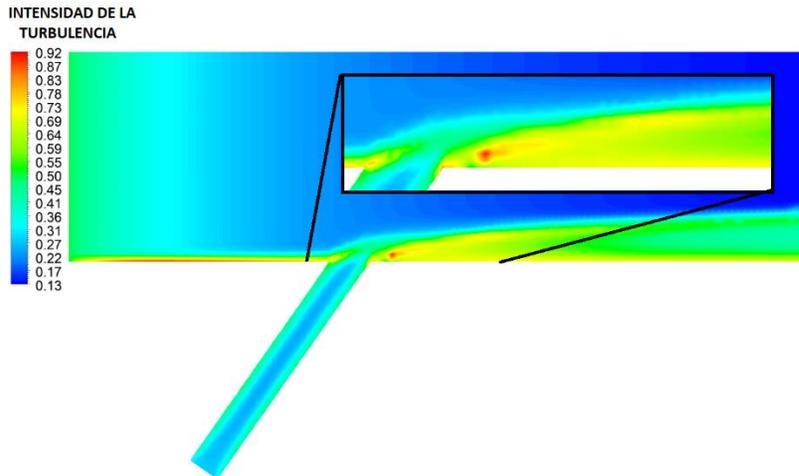


Figura 27 Contornos de intensidad turbulenta en un plano medio.

En la figura 28 se muestran los contornos de la energía cinética turbulenta, la cual es uno de los indicadores más importantes en la descripción de la turbulencia en la capa límite, ya que permite tener un límite de energía que dinamiza la creación y destrucción de remolinos, con base a los contornos presentados en la siguiente figura el mayor valor de la energía cinética turbulenta se presenta $1/4D$ por arriba de la superficie de la placa.

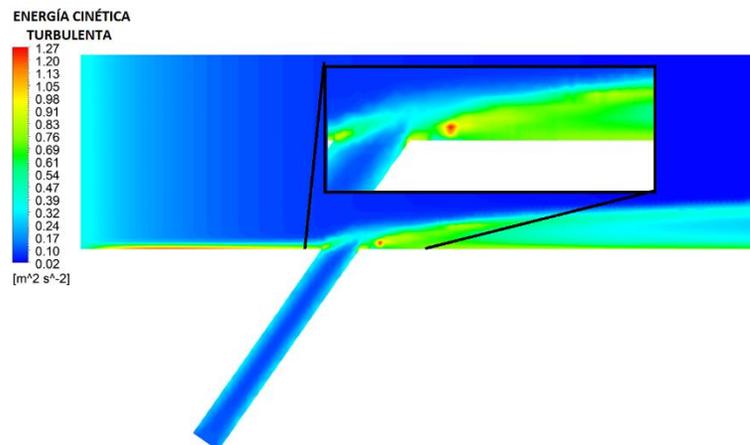


Figura 28 Contornos de la energía cinética turbulenta.

La tasa de disipación turbulenta es una variable que depende de la densidad, la relación de viscosidades, así como del valor de la energía cinética turbulenta, en la figura 29 se presenta los contornos de la tasa de disipación turbulenta, en donde se puede observar la zona donde tiene un mayor valor que justamente es la zona donde la energía cinética turbulenta se empieza a presentar.

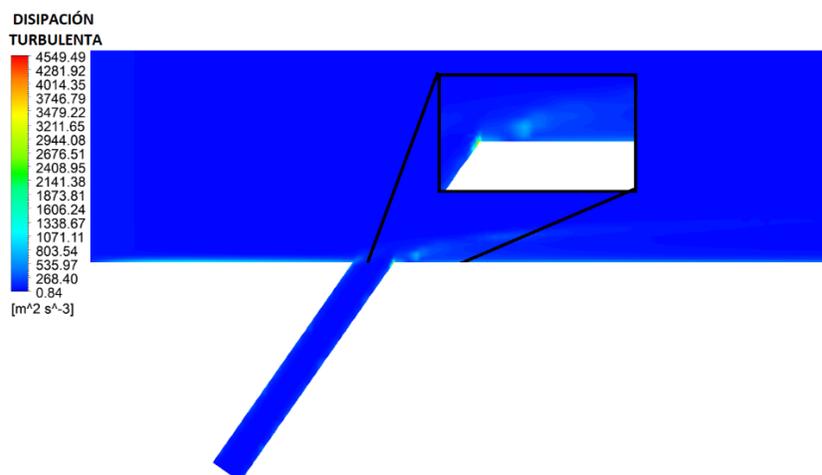


Figura 29 Contornos de la tasa de disipación turbulenta.

4.2 RESULTADOS CON PROMOTORES DE TURBULENCIA

Se presentan contornos de temperatura, velocidad y turbulencia y vectores de

velocidad.

En la figura 30 se muestran los contornos de temperatura en un plano lateral, donde se puede apreciar el cambio de temperatura que sufre la superficie aguas abajo de la descarga del flujo de enfriamiento. A $5.45D$ aguas abajo de la descarga de la película de enfriamiento, la temperatura sobre la superficie tiene una diferencia de 15°C con respecto a la temperatura inicial del fluido de enfriamiento.

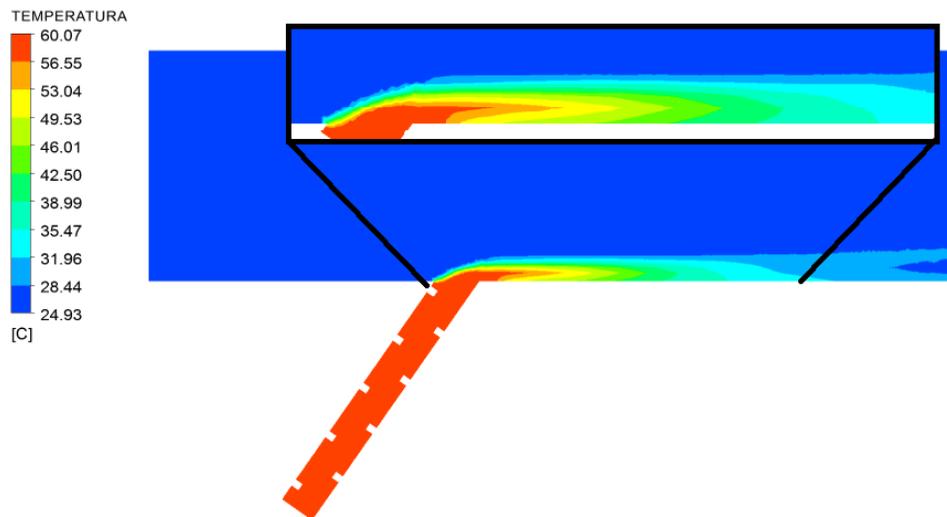


Figura 30 contornos de temperatura con el uso de promotores de turbulencia.

Se muestran los contornos de temperatura sobre la superficie del túnel en la figura 31, donde se puede apreciar cómo cambia la temperatura del piso a lo largo de todo el dominio de estudio, también se puede observar que la superficie de la película es mayor que en comparación con el estudio sin los promotores de turbulencia, ya que la película de enfriamiento con el uso de los promotores de turbulencia tiene una cobertura de $1.74D$, es decir tiene un 19% más de superficie.

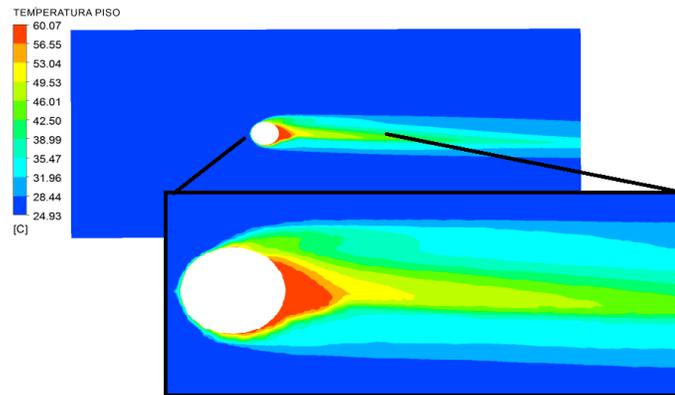


Figura 31 Contornos de temperatura sobre la superficie.

En la siguiente figura se muestran los vectores de velocidad, donde se puede apreciar el incremento de la turbulencia en el fluido justo después de la salida del canal de enfriamiento, así como una mínima recirculación y vórtices que se presentan debido al choque entre el flujo principal y el flujo de enfriamiento, los cuales están muy cercanos al orificio de enfriamiento sobre la superficie.

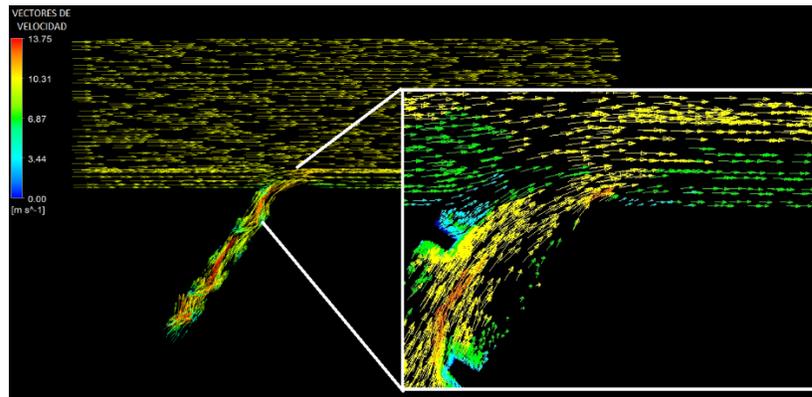


Figura 32 Vectores de velocidad con el uso de promotores de turbulencia en un plano medio.

En la figura 33 se puede apreciar la zona donde hay un desprendimiento de la capa límite justo después de la salida del orificio de enfriamiento, pero inmediatamente se vuelve a adherir a la superficie a $0.5D$ aguas abajo, es importante mencionar que la superficie que queda sin protección de la película de enfriamiento es menor si se compara con el dominio donde no se utilizan los promotores de turbulencia.

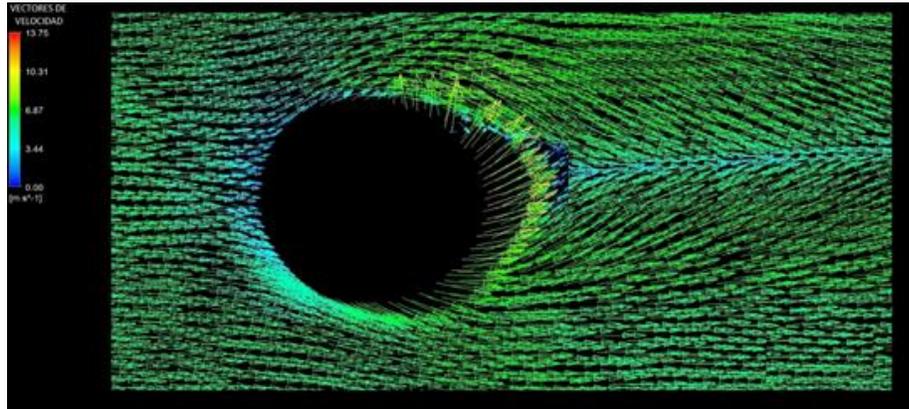


Figura 33 Vectores de velocidad con promotores de turbulencia sobre la superficie de la placa.

Los contornos de velocidad se presentan en la figura 34, donde prácticamente es complicado visualizar la zona de recirculación y desprendimiento de la capa límite justo después de la salida del orificio de enfriamiento, ya que debido a que se genera una capa límite turbulenta esta, se adhiere instantáneamente a la superficie del túnel, lo que sí es sencillo de observar, es la condición de deslizamiento cercana a las paredes, además que se debe de mencionar que con el uso de promotores de turbulencia, la velocidad del flujo de enfriamiento justo a la salida del orificio se incrementa 20.65% respecto al caso de estudio sin el uso de los promotores de turbulencia.

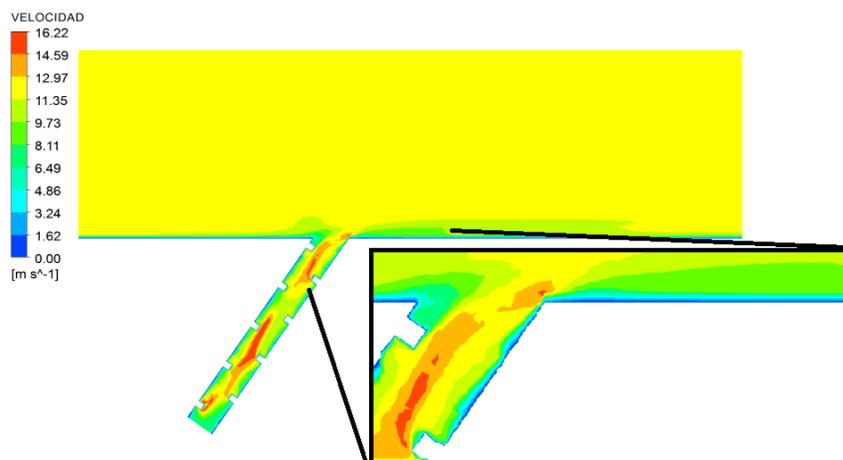


Figura 34 Contornos de velocidad con el uso de promotores de turbulencia de un plano medio.

En la figura 35 se muestran los contornos de la intensidad de la turbulencia la cual se incrementa 2.93% respecto al caso donde no se usan promotores de turbulencia. También se puede apreciar que esta se concentra en un mayor índice cerca del orificio de descarga del flujo de enfriamiento debido a los promotores de turbulencia dentro del canal de enfriamiento.

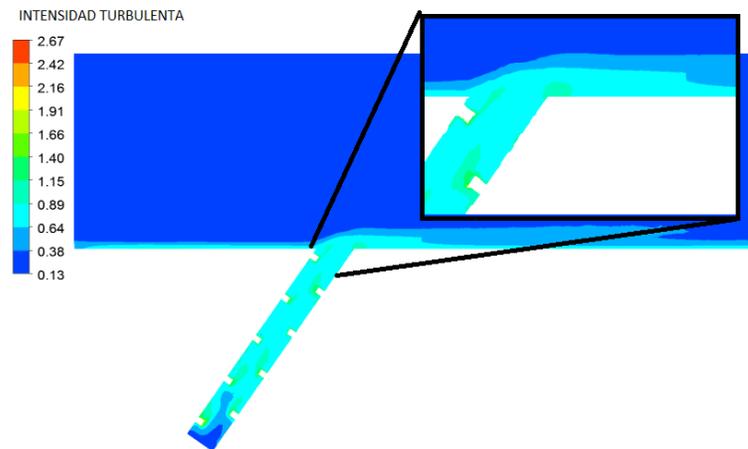


Figura 35 Contornos de intensidad turbulenta con el uso de promotores de turbulencia de un plano medio.

Con base a los contornos de la energía cinética turbulenta se puede mencionar que se incrementa 14.72% respecto al caso de estudio sin uso de promotores de turbulencia, además que, esta se concentra cerca de la superficie de la placa, solo a 0.25D de distancia, ver figura 36.

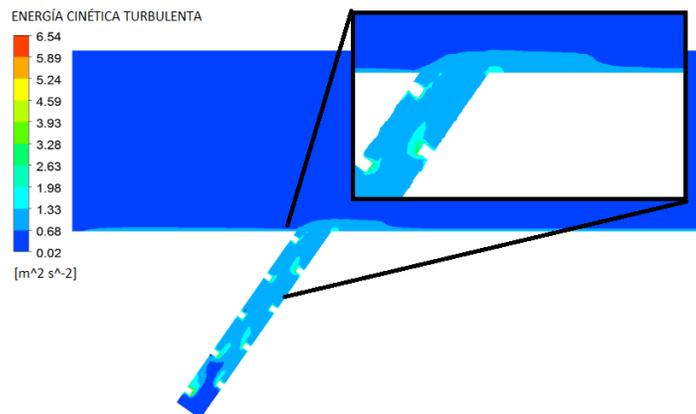


Figura 36 Contornos de energía cinética turbulenta con el uso de promotores de turbulencia en un plano medio.

La tasa de disipación turbulenta es una variable que depende de la densidad, la relación de viscosidades, así como del valor de la energía cinética turbulenta, en la figura 37 se presenta los contornos de la tasa de disipación turbulenta, en donde se puede observar la zona donde tiene un mayor valor que justamente es la zona donde la energía cinética turbulenta se empieza a presentar.

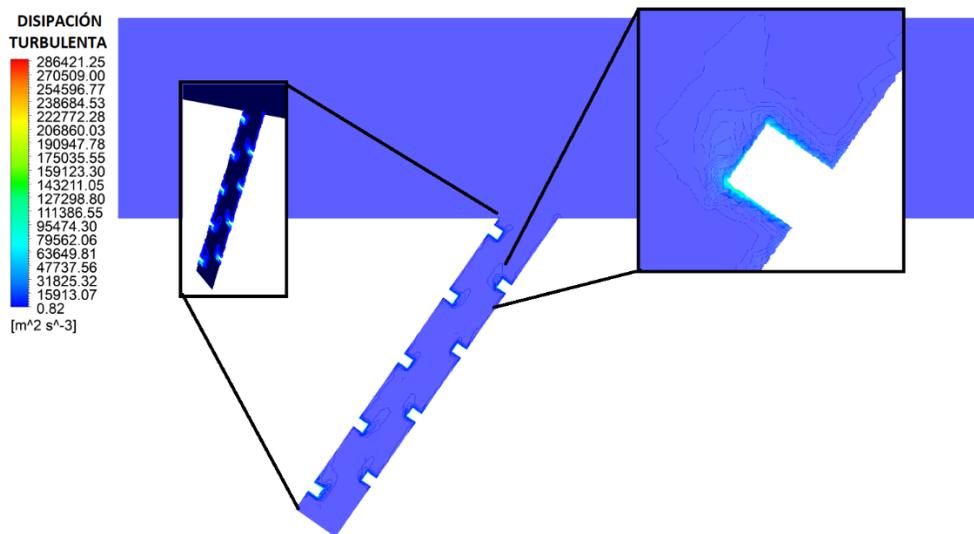


Figura 37 Contornos de disipación turbulenta con el uso de promotores de turbulencia en un plano medio.

4.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS CON USO Y SIN USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA.

En esta sección se comparan los resultados obtenidos de las variables estudiadas con el análisis numérico, de modo que se pueda facilitar la comprensión de la variación de la velocidad del flujo de enfriamiento, la temperatura sobre la superficie de la placa, el espesor de la capa límite, el cambio en la turbulencia y la eficiencia de la película de enfriamiento.

Una forma más fácil de interpretar el comportamiento de la temperatura sobre la superficie de la placa-orificio es mediante sus perfiles de temperatura, los cuales se muestran en la figura 38, donde se puede identificar la zona donde

la película de enfriamiento deja de cubrir la superficie y como va decrementando su temperatura, gracias al uso de los promotores de turbulencia es una mayor longitud sobre la placa que se mantiene la temperatura del fluido de enfriamiento, ya que, la temperatura sobre la superficie tiene un cambio de 15°C con respecto a su temperatura inicial de $5.45D$ aguas abajo con el uso de promotores de turbulencia, mientras que, sin el uso de promotores de turbulencia cambia a $4.8D$ aguas abajo, esto significa que con el primer caso se incrementa 11.92% la longitud sobre la superficie de la placa, lo que ocasiona que la placa se mantenga a una temperatura cercana a la temperatura del flujo de enfriamiento durante más tiempo.

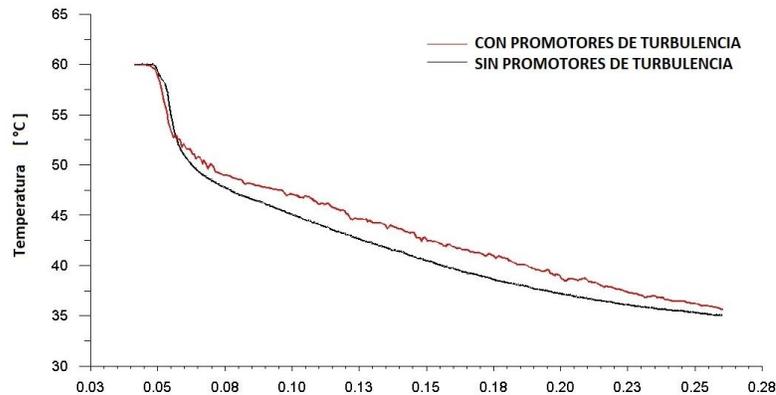


Figura 38 Perfiles de temperatura sobre la superficie.

En la tabla 3 se presenta la comparación de las variables obtenidas mediante el análisis de CFD, donde se puede apreciar que la eficiencia de la película de enfriamiento es mejor con el uso de promotores de turbulencia ya que esta se incrementa un 2.52% .

Tabla 3 Comparación de resultados obtenidos de la simulación numérica.

GEOMETRIA	VELOCIDAD FLUJO ENF. [m/s]	TEMPERATURA SUPERFICIE [K]	ESPOSOR CAPA LIMITE [m]	ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTE [m ² /s ²]	INTENSIDAD DE LA TURBULENCIA [%]	TASA DE DISIPACIÓN TURBULENTE [m ² /s ³]	EFICIENCIA PELÍCULA ENFRIAMIENTO [%]
SIN PROMOTORES	6.99	42.92	0.0238	0.14	27.08	22.81	51.20
CON PROMOTORES	8.81	43.80	0.0139	0.16	27.89	77.52	53.72

4.4 RESULTADOS CON DIFERENTE RELACIÓN DE SOPLADO

En esta sección se simularon dos casos variando su relación de soplado, en el primer caso no se consideraron los promotores de turbulencia, mientras que, para el segundo caso se obtuvieron valores con el uso de los promotores de turbulencia dentro del canal de enfriamiento. La variación de la relación de soplado es con la finalidad de encontrar las condiciones de operación óptimas con las cuales, se incremente la eficiencia de la película de enfriamiento.

Se presentan contornos de temperatura, perfiles de temperatura y la comparación de la magnitud de la velocidad y turbulencia para tres relaciones de soplado ($M=0.5$, $M=0.75$ y $M=1$).

4.4.1 RESULTADOS SIN USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA CON DIFERENTE RELACIÓN DE SOPLADO

Se muestran los contornos de temperatura en un plano medio para las tres relaciones de soplado antes mencionadas en la figura 39, donde se puede apreciar el cambio de temperatura que sufre la superficie aguas abajo de la descarga del flujo de enfriamiento, así como, que a menor relación de soplado la película de enfriamiento permanece adherida a la superficie, a mayor relación de soplado el espesor de la capa límite se incrementa y empieza a presentarse un desprendimiento de la capa límite, particularmente con la relación de soplado de $M=1$, donde a $5D$ aguas abajo se separa de la superficie.

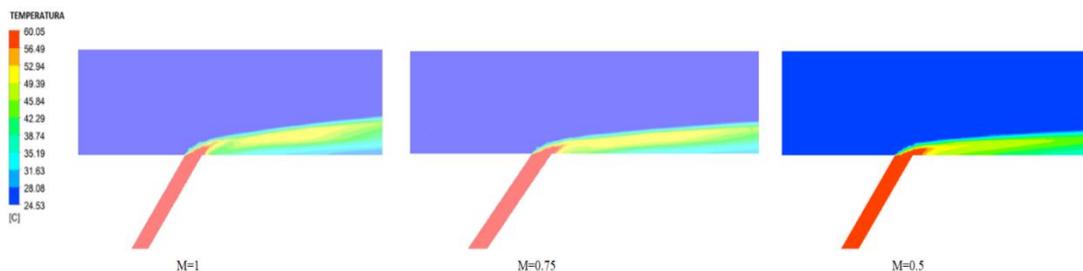


Figura 39 Contornos de temperatura de un plano medio para diferentes relaciones de soplado.

En la figura 40 se muestran los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, se puede notar que a mayor relación de soplado la cobertura de la película de enfriamiento disminuye, ya que con una relación de $M=1$ a $3.5D$ aguas abajo el ancho de la película de enfriamiento decremента a $0.25D$ de cobertura sobre la superficie.

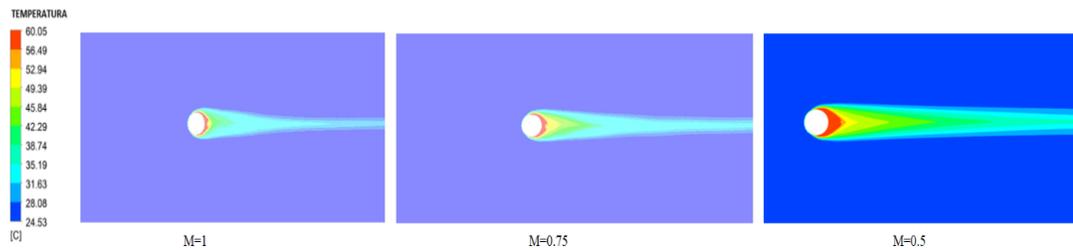


Figura 40 Contornos de temperatura sobre la superficie con diferentes relaciones de soplado.

Una manera más sencilla de interpretar el comportamiento de la temperatura sobre la superficie de la placa-orificio es mediante sus perfiles de temperatura, los cuales se muestran en la figura 41, donde se puede identificar la zona donde la película de enfriamiento deja de cubrir la superficie y como va decremendo su temperatura, es decir a una mayor relación de soplado la temperatura sobre la superficie de la placa-orificio disminuye con mayor rapidez y a una distancia de $10D$ aguas abajo presenta una diferencia de 31°C con respecto a la salida del orificio del flujo de enfriamiento.

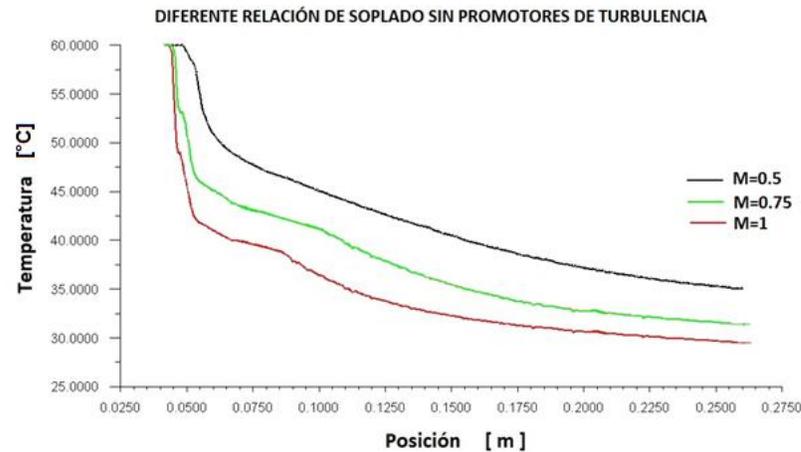


Figura 41 Perfiles de temperatura para diferentes relaciones de soplado.

En la tabla 4 se presenta la comparación de las variables obtenidas mediante el análisis de CFD para diferente relación de soplado sin el uso de los promotores de turbulencia, donde se puede apreciar que la eficiencia de la película de enfriamiento es mejor con una relación de $M=0.5$ ya que esta se incrementa un 24.22% con respecto a la relación de soplado de $M=1$.

Tabla 4 Comparación de resultados para diferente relación de soplado.

SIN USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA							
RELACIÓN DE SOPLADO	VELOCIDAD FLUJO ENF. [m/s]	TEMPERATURA SUPERFICIE [°C]	ESPESOR CAPA LÍMITE [m]	ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTO [m ² /s ²]	INTENSIDAD DE LA TURBULENCIA [%]	TASA DE DISIPACIÓN TURBULENTO [m ² /s ³]	EFICIENCIA PELÍCULA ENFRIAMIENTO [%]
0.5	6.99	42.92	0.024	0.1397	27.076	22.81	51.20
0.75	9.42	37.52	0.015	0.1694	29.312	31.79	35.78
1	11.19	34.45	0.014	0.1904	30.777	39.56	26.99

4.4.2 RESULTADOS CON USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA CON DIFERENTES RELACIÓN DE SOPLADO

Al igual que en la sección anterior (4.2.1), en la figura 42 se muestran los contornos de temperatura en un plano lateral para las tres relaciones de soplado antes mencionadas, donde se puede apreciar el cambio que sufre la película de enfriamiento a lo largo de todo el dominio objeto de estudio. Es evidente que conforme se va incrementado la relación de soplado, el flujo de enfriamiento aguas abajo presenta una mezcla con el flujo principal teniendo

como principal consecuencia el decremento de la eficiencia de la película de enfriamiento. Es decir, con una relación de soplado de $M=1$ la capa límite del flujo de enfriamiento se mezcla con el fluido principal a $3.5D$ aguas abajo, mientras que con una relación de soplado de $M=0.75$ la mezcla ocurre a los $5D$ aguas abajo.

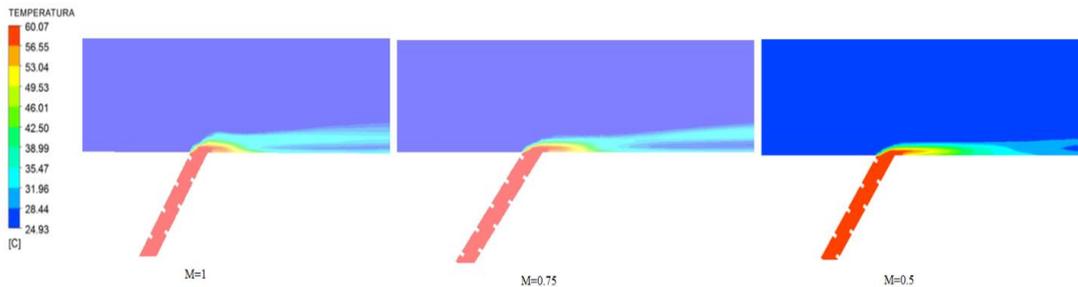


Figura 42 Contornos de temperatura con uso de promotores de turbulencia para diferente relación de soplado en un plano medio.

En la figura 43 se muestran los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, al incrementarse la relación de soplado, la velocidad del flujo del fluido de enfriamiento y la turbulencia del mismo también aumentan, lo que genera una mayor cantidad de vórtices sobre la superficie, con los contornos de temperatura se puede observar como la cobertura de la película de enfriamiento pierde forma debido a la vorticidad con la que sale el flujo de enfriamiento.

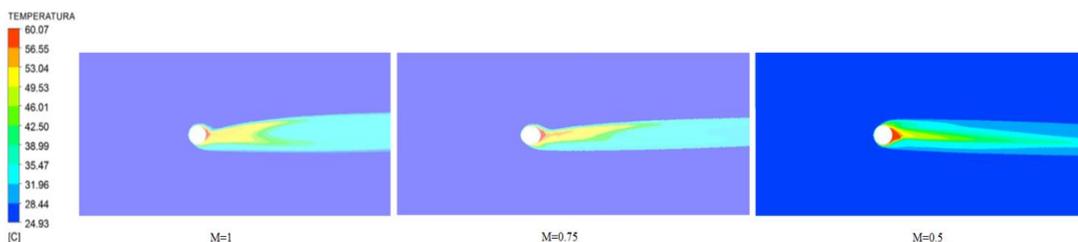


Figura 43 Contornos de temperatura sobre la superficie con uso de promotores de turbulencia para diferente relación de soplado.

Además de los contornos de temperatura, los perfiles de temperatura se

presentan en la figura 44, donde se logra observar cómo se comporta la temperatura según sus condiciones de operación para cada caso, pareciera que a mayor relación de soplado con el uso de turbulencia mejora la cobertura de la película de enfriamiento, pero a 2.5D aguas abajo esta decae en gran magnitud, ya que a 5D aguas abajo hay una diferencia de 8°C entre la relación de soplado $M=0.5$ y $M=1$.

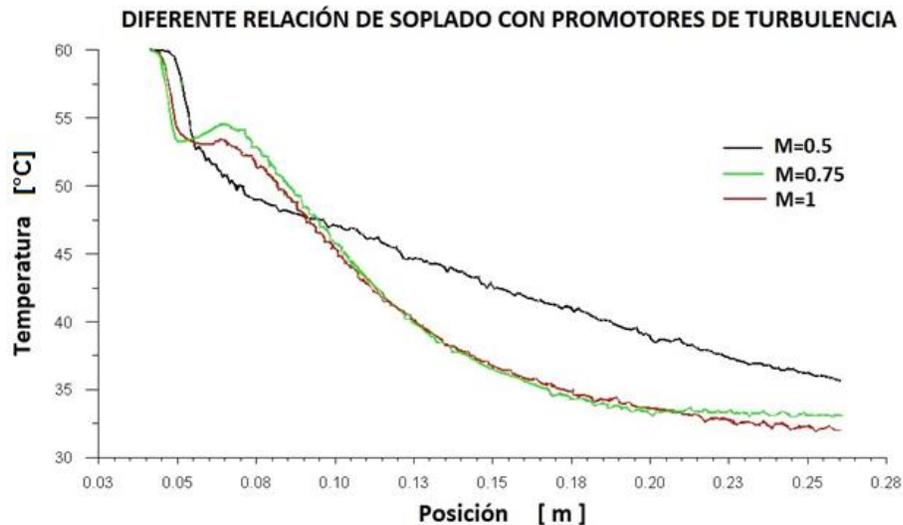


Figura 44 Perfiles de temperatura para diferente relación de soplado con uso de promotores de turbulencia.

En la tabla 5 se muestra la comparación de las variables obtenidas mediante el análisis de CFD para diferente relación de soplado con el uso de los promotores de turbulencia, donde se puede apreciar que la eficiencia de la película de enfriamiento es mejor con una relación de $M=0.5$ ya que esta se incrementa un 11.67% con respecto a la relación de soplado de $M=1$.

Tabla 5 Comparación de resultados para diferente relación de soplado con uso de promotores de turbulencia.

CON USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA							
RELACIÓN DE SOPLADO	VELOCIDAD FLUJO ENF. [m/s]	TEMPERATURA SUPERFICIE [°C]	ESPOSOR CAPA LÍMITE [m]	ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTE [m2/s2]	INTENSIDAD DE LA TURBULENCIA [%]	TASA DE DISIPACIÓN TURBULENTE [m2/s3]	EFICIENCIA PELÍCULA ENFRIAMIENTO [%]
0.5	8.81	43.80	0.01390	0.1639	27.8948	77.520	53.72
0.75	12.24	39.86	0.01396	0.2140	30.2320	168.951	42.45
1	15.11	39.73	0.01324	0.2468	31.4287	244.483	42.08

Analizando los valores descritos en la tabla anterior, es notable que, si el flujo del fluido de enfriamiento incrementa demasiado su turbulencia, afectará directamente la eficiencia de la misma empeorando su desempeño sobre la superficie.

4.5 RESULTADOS CON DIFERENTE RELACIÓN DE K

Con la finalidad de encontrar el efecto que tiene la relación de K, relación que se presenta en la distancia entre centros de los promotores de turbulencia y su espesor ($K=L/D$), variando la esta relación afecta al número de promotores de turbulencia dentro del canal de enfriamiento, los cuales tienen un efecto sobre la eficiencia de la película de enfriamiento sobre la superficie. Se realizaron simulaciones mediante CFD para siete diferentes relaciones de K (6, 8, 10, 11, 12, 13 y 14).

Se muestran los contornos de temperatura en un plano lateral para una relación de $K=6$ en la figura 45, donde la película de enfriamiento se concentra en mayor proporción hacia un lado hasta $2.2D$ aguas abajo, después de $4.24D$ aguas abajo la película de enfriamiento se separa de la superficie, teniendo como consecuencia una baja eficiencia de enfriamiento.

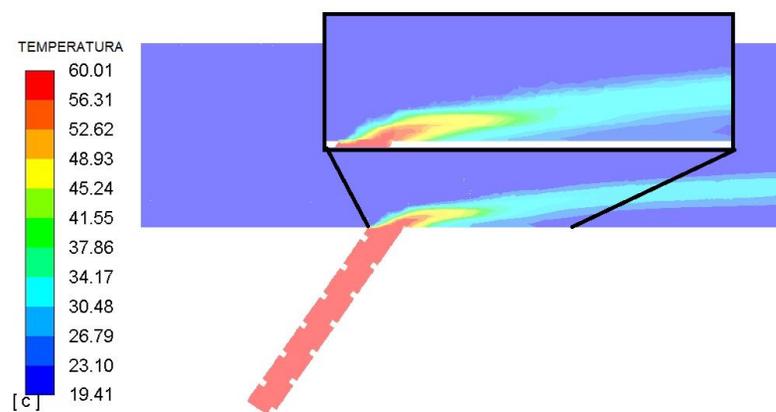


Figura 45 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=6$.

En la figura 46 se presentan los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, donde se aprecia que la película de enfriamiento se concentra en mayor proporción hacia un lado. La cobertura de la película de enfriamiento en la zona más extensa tiene una cobertura de $1.26D$ y va decrecentándose aguas abajo.

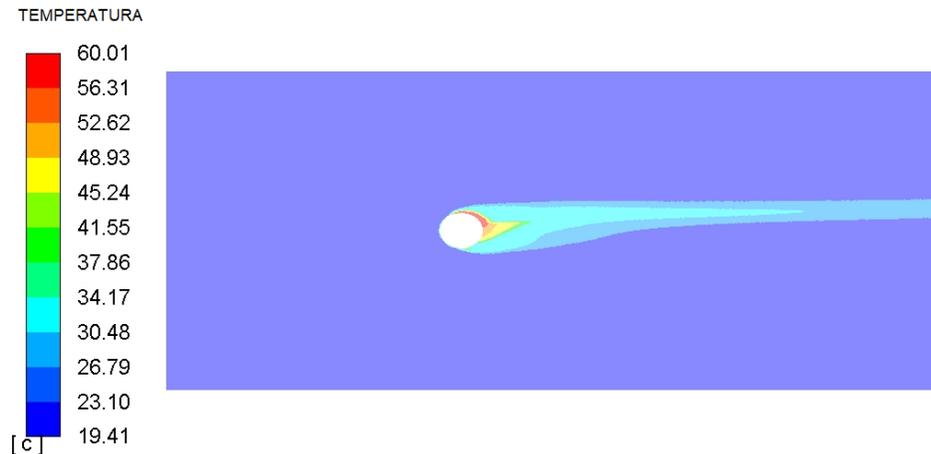


Figura 46 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=6$.

Los contornos de temperatura en un plano lateral para una relación de $K=8$ se pueden apreciar en la figura 47, donde la película de enfriamiento tiene una mejor distribución a lo largo de la superficie, después de $8.89D$ aguas abajo la película de enfriamiento tiene un desprendimiento de la superficie, esto significa que para una relación de $K=8$ tendrá una mejor eficiencia en comparación con la relación de $K=6$.

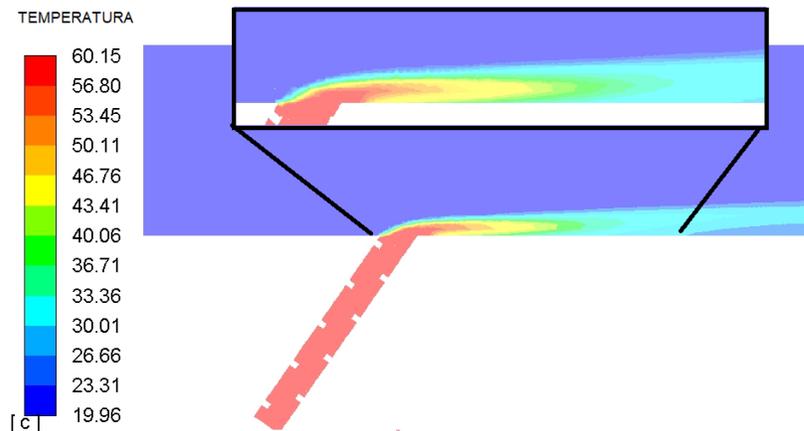


Figura 47 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=8$.

En la figura 48 se presentan los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, como se mencionó en el párrafo anterior tiene una mejor distribución sobre la superficie. La cobertura de la película de enfriamiento en la zona más extensa tiene una longitud de $1.51D$ mejorando la película de enfriamiento sobre la superficie.

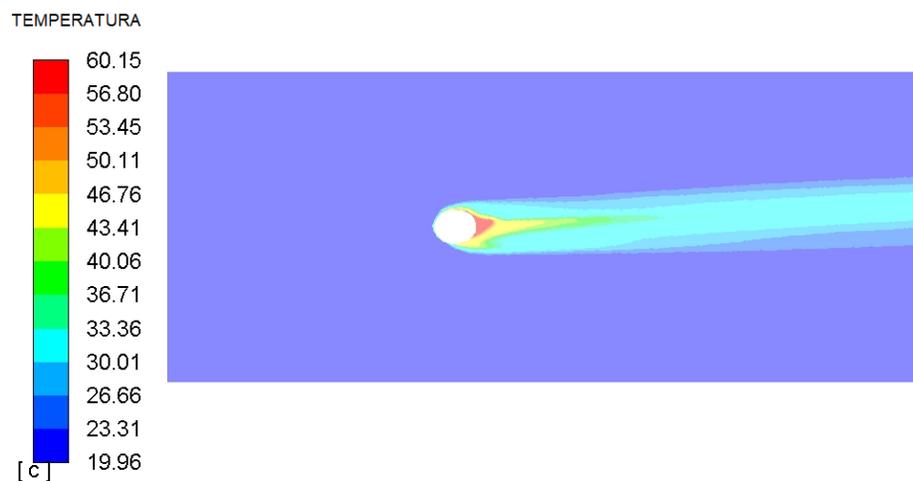


Figura 48 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=8$.

Los contornos de temperatura en un plano lateral para una relación de $K=10$ se presentan en la figura 49, donde la película de enfriamiento tiene una mejor distribución sobre la superficie en comparación con los casos anteriores ($K=6$

y $K=8$), teniendo un espesor en la capa límite de 0.12m.

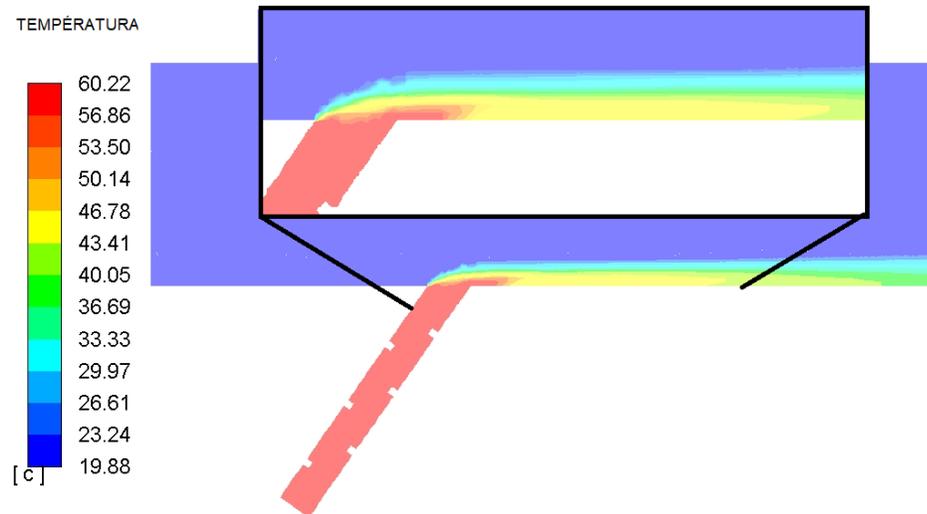


Figura 49 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=10$.

En la figura 50 se presentan los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, para este caso en particular la cobertura de la película de enfriamiento en su zona más extensa tiene una longitud de $1.54D$, mejorando en comparación a la cobertura que brindan las películas de enfriamiento de $K=6$ y $K=8$, un 18.88% y 19.4% respectivamente.

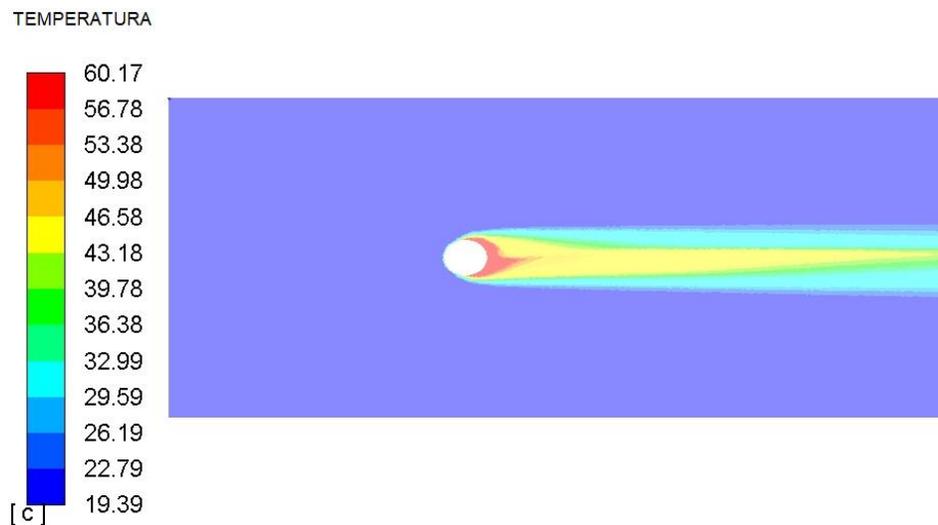


Figura 50 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=10$.

Se muestran los contornos de temperatura en un plano lateral para una relación de $K=11$ en la figura 51, donde la película de enfriamiento se concentra en mayor proporción a lo largo del centro del piso y nunca se separa de la superficie en todo el dominio de estudio, teniendo como consecuencia un incremento en la eficiencia de la película de enfriamiento.

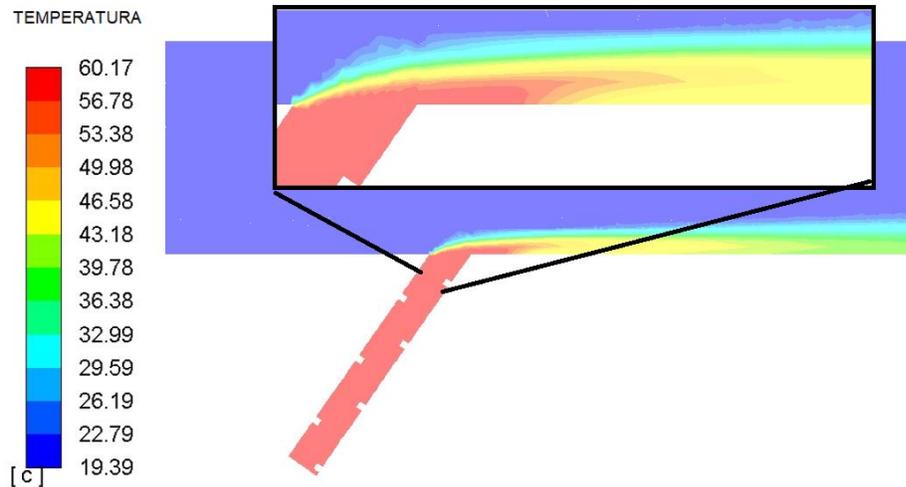


Figura 51 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=11$.

Los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio para una relación de $K=11$ se muestran en la figura 52, la cobertura de la película de enfriamiento tiene una distribución muy centralizada y, en su zona más extensa tiene una longitud de $1.68D$.

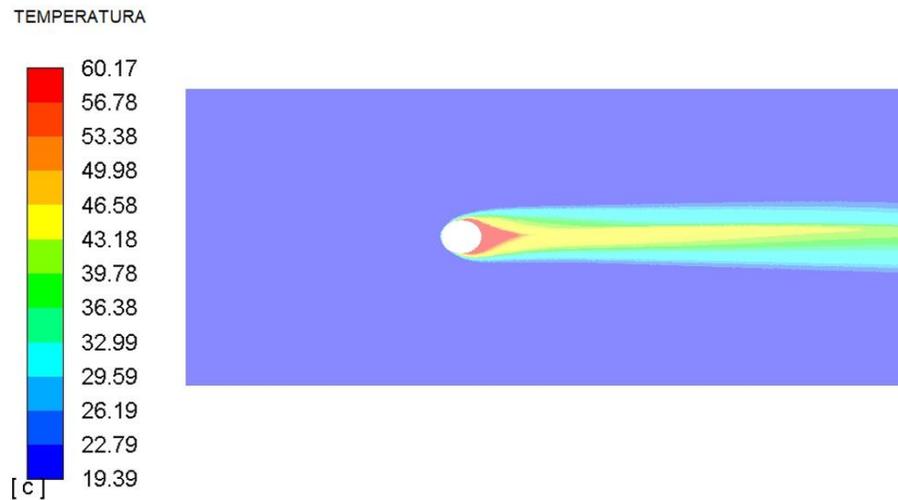


Figura 52 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para una $K=11$.

Los contornos de temperatura en un plano lateral para una relación de $K=12$ se presentan en la figura 53, donde la película de enfriamiento tiene una mínima diferencia en la distribución sobre la superficie en comparación con el caso anterior ($K=11$), manteniendo la temperatura de 60°C 1D más aguas abajo, con un espesor en la capa límite de 0.012m .

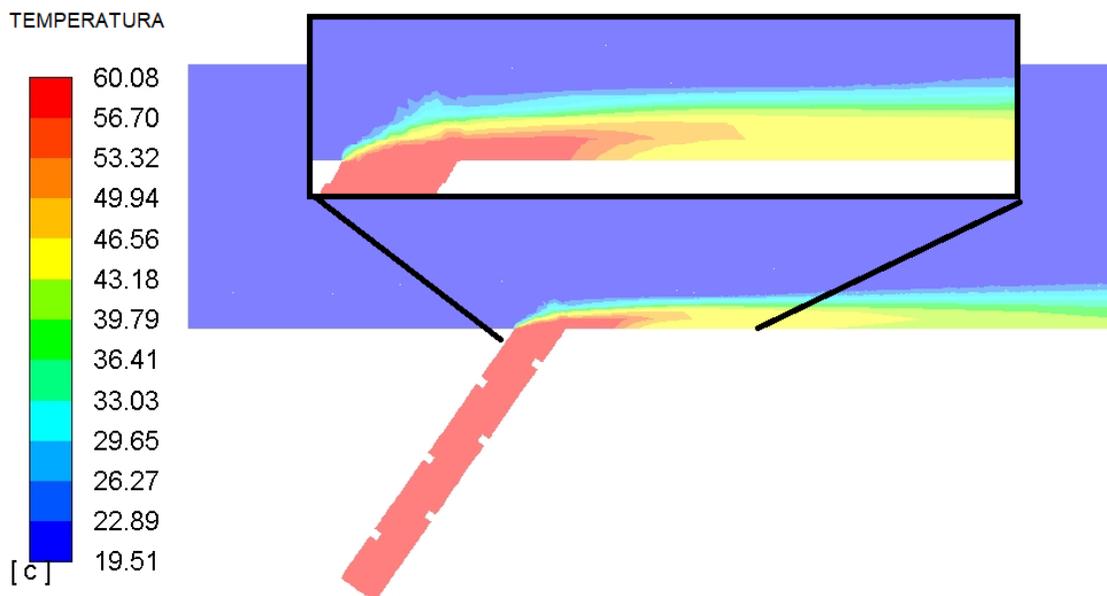


Figura 53 Contornos de temperatura en un plano medio para $K=12$.

En la figura 54 se presentan los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, la cobertura de la película de enfriamiento es más uniforme además que, en su zona más extensa tiene una longitud de $1.68D$, misma cobertura que $K=11$, pero mejora en comparación a la cobertura que se obtienen con las películas de enfriamiento de $K=6$, $K=8$ y $K=10$, un 25%, 10.11% y 8.33% respectivamente, lo que trae como consecuencia que la eficiencia de la película de enfriamiento se incremente.

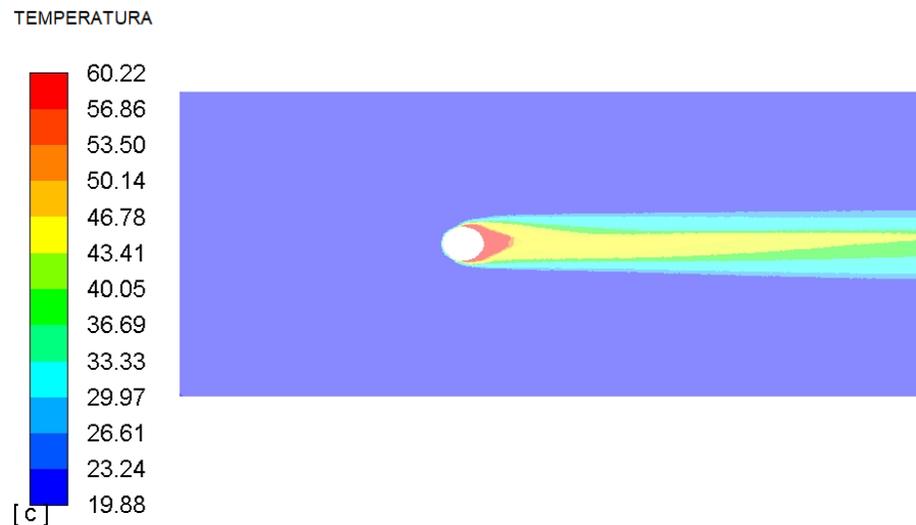


Figura 54 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=12$.

Los contornos de temperatura en un plano lateral para una relación de $K=13$ se presentan en la figura 55, donde se puede apreciar que la película de enfriamiento se separa de la superficie $5.24D$, suceso que provoca que la eficiencia de la película de enfriamiento disminuya considerablemente, ya que la superficie de la placa está en contacto con el flujo principal.

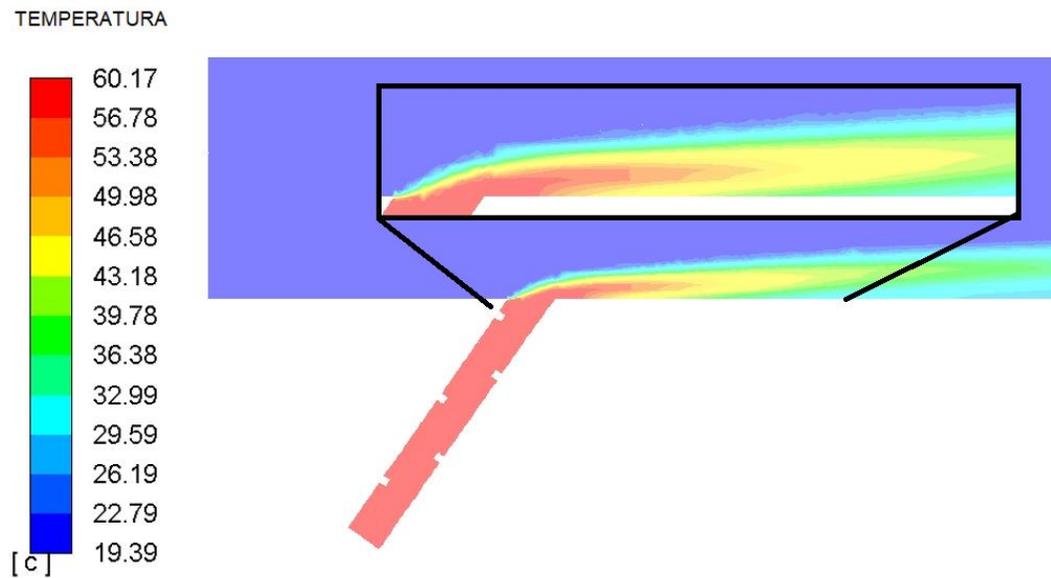


Figura 55 Contornos de temperatura en un plano medio de $K=13$.

En la figura 56 se presentan los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio, como se mencionó en el párrafo anterior tiene una separación de la superficie y en su zona más extensa tiene una longitud de $1.45D$

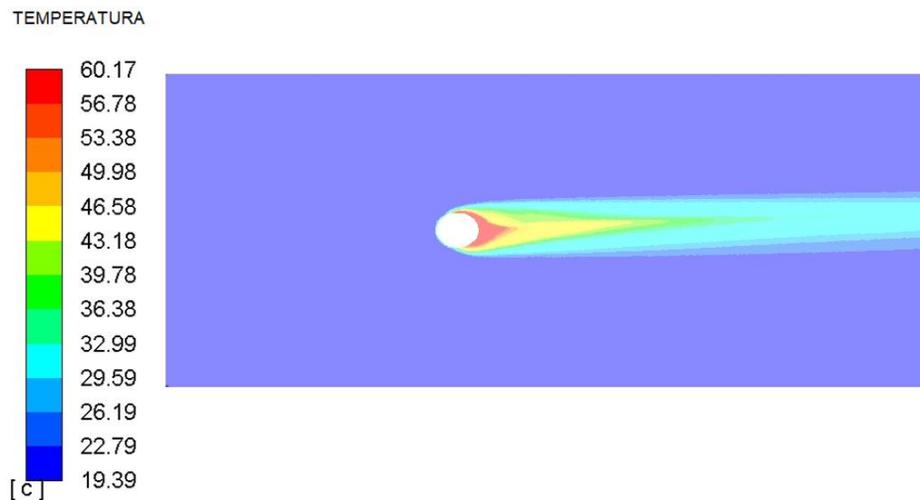


Figura 56 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=13$.

En la figura 57 se muestran los contornos de temperatura en un plano lateral

para una relación de $K=14$, donde la película de enfriamiento tiene un espesor de 0.012m, la cual pareciera que tiene una buena distribución viendo los contornos mencionados, pero en realidad es una película de enfriamiento que va muy centralizada.

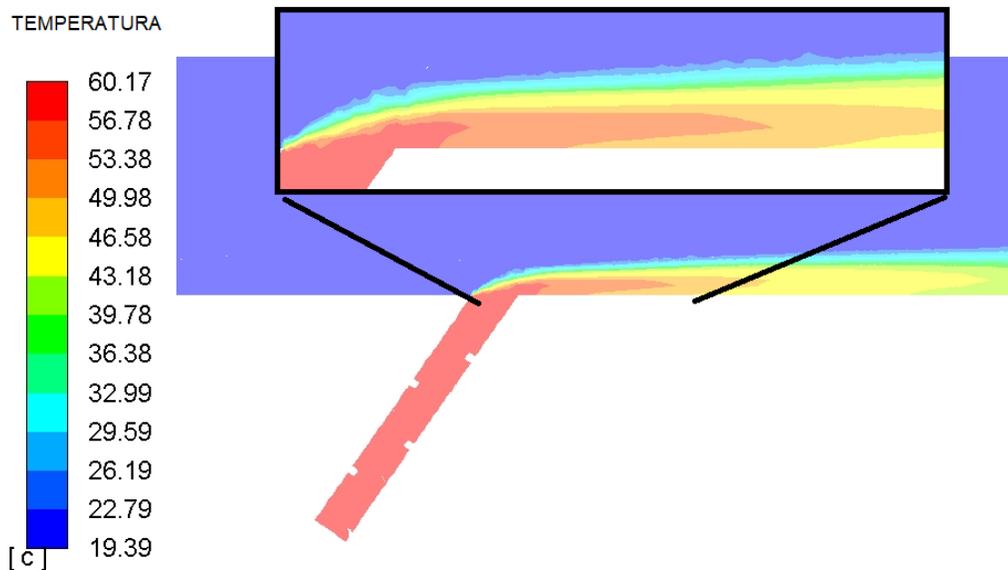


Figura 57 Contornos de presión en un plano medio para $k=14$.

Los contornos de temperatura sobre la superficie de la placa-orificio para una relación de $K=14$ se muestran en la figura 58, la cobertura de la película de enfriamiento tiene una distribución muy centralizada y, en su zona más extensa tiene una longitud de $1.57D$, la cual tiene una eficiencia de enfriamiento similar a la relación de $K=8$.

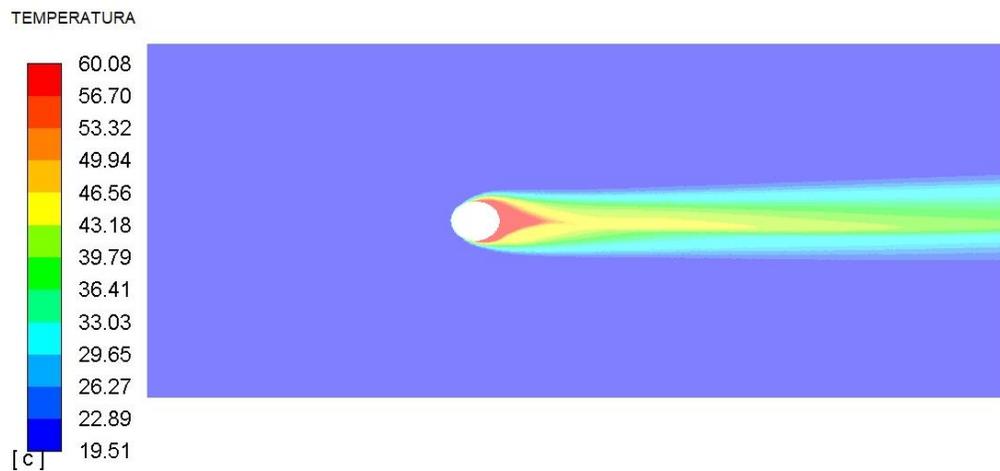


Figura 58 Contornos de temperatura sobre la superficie de la placa para $K=14$.

Los perfiles de temperatura se presentan en la figura 59, donde se logra observar cómo se comporta la temperatura según la relación de K que se está analizando. Cabe mencionar que las relaciones de $K=11$ y $K=12$ mantienen una mayor temperatura sobre la superficie de la placa orificio, mientras que para la relación de $K=6$ hay mayor transferencia de calor de la temperatura del flujo principal a la superficie de la placa. Por último, con base a los perfiles observados, las relaciones de $K=8$ y $K=14$ tienen un comportamiento muy similar, es decir hay una ligera variación de la temperatura sobre la superficie.

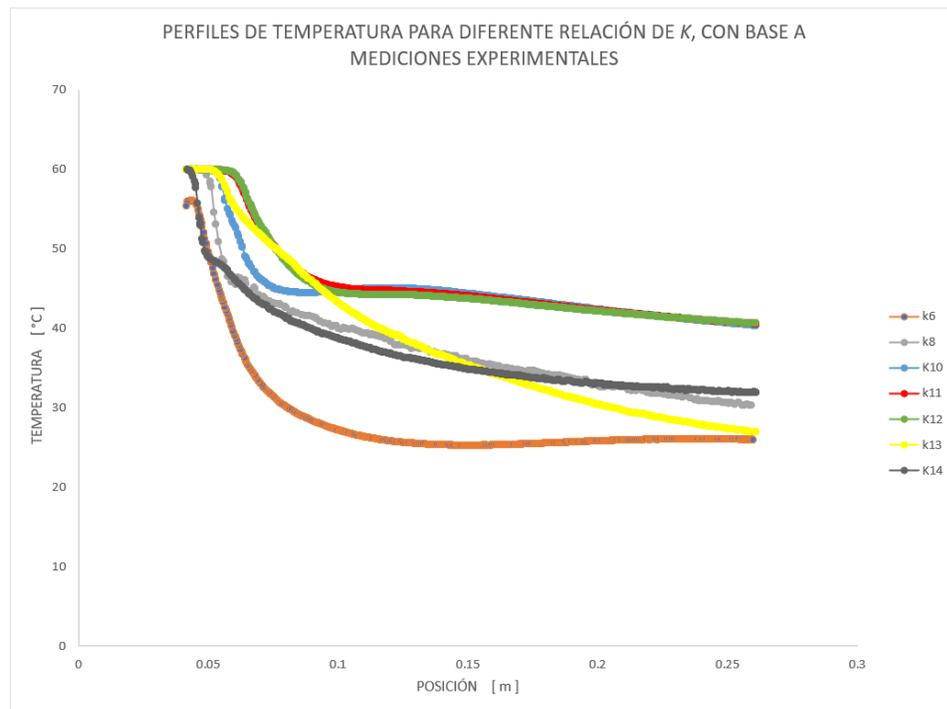


Figura 59 Perfiles de temperatura para diferente relación de K con base a mediciones experimentales.

En la tabla 6 se presentan la comparación de las variables obtenidas mediante el análisis de CFD para cada relación de K con el uso de los promotores de turbulencia, donde se puede apreciar que la eficiencia de la película de enfriamiento es mejor con una relación de $K=11$ ya que esta se incrementa 48.04% con respecto a la relación de $K=6$, 22.41% con respecto a la relación de $K=8$, 1.63% y 21.35% para la relación de $K=10$ y $K=14$ respectivamente.

Tabla 6 Comparación de resultados obtenidos de CFD para diferentes relaciones de K con uso de promotores de turbulencia, con base a las mediciones experimentales.

M=0.5 CON USO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA							
RELACIÓN $K=L/D$	VELOCIDAD FLUJO ENF. [m/s]	TEMPERATURA SUPERFICIE [°C]	ESPESOR CAPA LÍMITE [m]	VARIABLES SOBRE LA SUPERFICIE DE LA PLACA ORIFICIO			EFICIENCIA PELÍCULA ENFRIAMIENTO η [%]
				ENERGÍA CINÉTICA TURBULENTA k [m ² /s ²]	INTENSIDAD DE LA TURBULENCIA I [%]	TASA DE DISIPACIÓN TURBULENTA ϵ [m ² /s ³]	
6	4.01	26.23	0.015	0.3801	47.28	170.79	15.56
8	4.34	36.48	0.013	0.3810	48.30	171.08	41.20
10	5.54	44.79	0.012	0.3824	49.71	174.05	61.98
11	5.71	45.61	0.013	0.3863	49.85	175.23	64.01
12	5.66	45.44	0.012	0.3825	49.72	174.75	63.61
13	4.91	38.39	0.013	0.3819	49.07	173.66	45.97
14	4.37	36.90	0.013	0.3812	48.87	171.84	42.26

4.6 ANÁLISIS DE LA CAPA LÍMITE

Se realizó el análisis del comportamiento longitudinal de la capa límite para la simulación numérica con la eficiencia de la película de enfriamiento más alta, es decir para la relación de $K=11$. Debido a que la presencia de la pared hace que el comportamiento de un flujo, así como la estructura de la turbulencia sean muy distintas de la que se encontraría en un flujo turbulento libre.

A ciertos números de Reynolds, los flujos turbulentos tienden a ser macroscópicamente independientes de la viscosidad a excepción de las escalas más pequeñas. Los efectos viscosos afectan considerablemente al movimiento en la proximidad de la pared, debido a que lejos de las paredes la tensión de Reynolds es mayor que el esfuerzo cortante sobre la pared.

La zona adyacente a la pared, denominada subcapa viscosa, donde el esfuerzo cortante puede suponerse uniforme e igual a la tensión en la pared y la velocidad del fluido crece linealmente con la distancia a la pared y , de

acuerdo con:

$$u^+ = \frac{u}{u^*} = \frac{yu^*}{\nu} = y^+, \quad (14)$$

La expresión anterior es conocida como la ley de la pared e introduce términos adimensionales muy importantes u^+ y y^+ , donde la escala de velocidad corresponde a u^* , a la cual, se le denomina velocidad de fricción y puede interpretarse como un valor típico de la velocidad de agitación turbulenta, determinándose mediante:

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (15)$$

Siendo $\tau_w = \mu \frac{du}{dy}$, el esfuerzo cortante sobre la pared. Se ha encontrado experimentalmente que esta distribución lineal de velocidad se mantiene hasta una distancia adimensional desde la pared como y^+ que puede considerarse como el límite de la subcapa viscosa, y se determina por:

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \simeq 5.5, \quad (16)$$

El resto de la región se le denomina subcapa intermedia o subcapa logarítmica ($30 < y^+ < 500$) por razón del perfil de velocidades que presenta. El esfuerzo cortante τ_w , varía lentamente con la distancia a la pared y dentro de esta región interna se supone que es constante y de la misma magnitud al esfuerzo cortante en la pared. El perfil de velocidad en esta zona toma la forma:

$$u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.5, \quad (17)$$

Con base a las ecuaciones descritas anteriormente se analizó el comportamiento longitudinal de la capa límite, en la geometría con $K=11$ se distribuyeron 433 perfiles perpendiculares a la superficie desde la descarga del orificio del flujo de enfriamiento hasta $12.5D$ aguas abajo, con una separación entre perfiles de $0.3D$, en la figura 60 se muestra la distribución de los perfiles para velocidad.

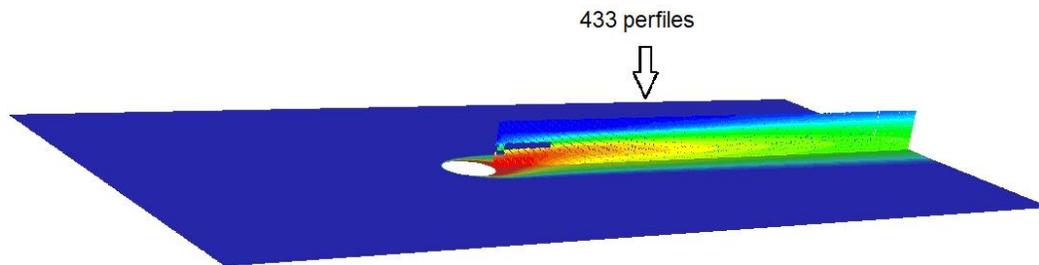


Figura 60 Monitores de velocidad sobre la superficie de la placa orificio.

Mediante los perfiles de velocidad obtenidos aguas abajo se determinó que en la descarga del orificio del flujo de enfriamiento debido a la interacción entre ambos flujos (flujo principal y flujo de enfriamiento) se separa la capa límite y se adhiere a $3D$ aguas abajo para empezar a desarrollarse nuevamente la capa límite.

Con base a la ley de la pared y la ley logarítmica de la pared se determinaron los números adimensionales y^+ y u^+ para determinar la distribución de la velocidad y cómo esta cambia conforme se aleja de la superficie hasta el 99.9% de la velocidad del flujo principal, dicha distribución de la velocidad se presenta en la figura 61. Es importante mencionar que después de graficar todos los perfiles y ver la tendencia muy similar entre ellos a determinadas distancias de separación, se optó por mostrar cada $1D$ aguas abajo, considerando estas distancias como las más significativas.

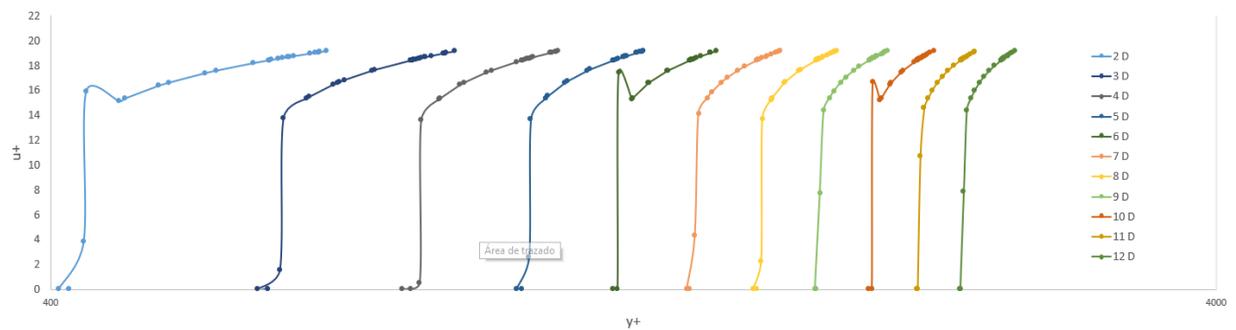


Figura 61 Distribución de la velocidad en la proximidad de la pared a diferentes diámetros aguas abajo.

En la figura 62, se muestran la distribución a las mismas distancias con la finalidad de comparar como debería de verse el perfil si el flujo fuera completamente desarrollado, es importante mencionar que la capa límite que se forma sobre la superficie de la geometría no llega a desarrollarse, ya que el dominio tiene un alcance máximo de $12D$ aguas abajo, en la literatura abierta se ha encontrado que se presenta flujo desarrollado en una placa plana alrededor de 20 a 25 diámetros aguas abajo. En la siguiente figura se puede apreciar como la velocidad que cambia conforme se aleja de la superficie se dispersa ligeramente de la línea recta que representa a un flujo desarrollado.

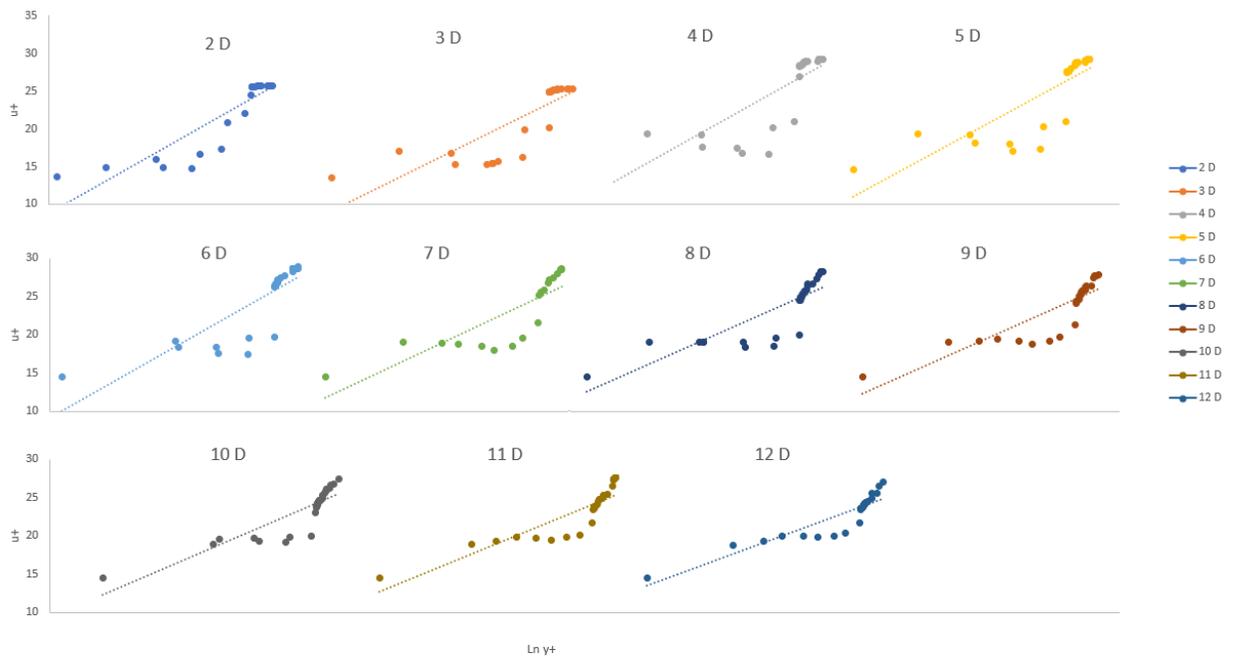


Figura 62 Velocidades promediadas obtenidas con los monitores.

Finalmente, en la figura 63 se presenta un renderizado para diferentes vistas de la interacción que hay entre el flujo principal y el flujo de enfriamiento, donde se puede apreciar el vórtice de herradura reportados por [3] que se forma por el choque de los dos flujos a diferente velocidad.

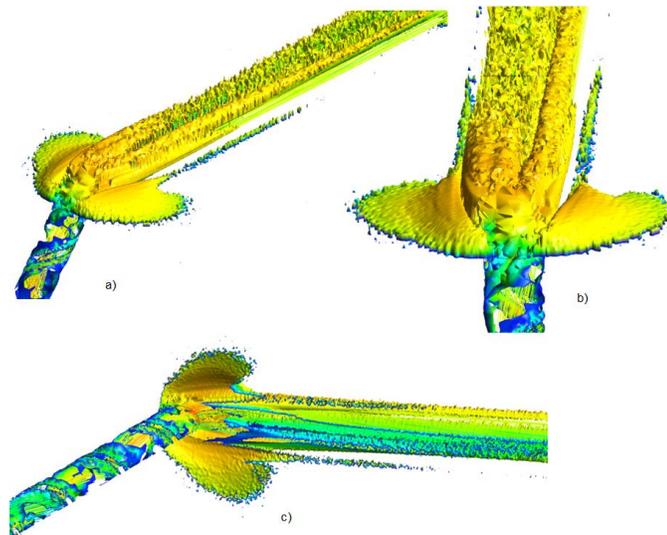


Figura 63 Renderizado de la interacción del flujo de enfriamiento y del flujo principal.

CAPÍTULO 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

Se puede apreciar que el comportamiento de las variables objeto de estudio sobre el dominio mejoran su magnitud con el uso de promotores de turbulencia, ya que, la temperatura sobre la superficie de la placa se ve afectada por el flujo principal a una mayor distancia aguas abajo, es decir la temperatura del flujo de enfriamiento tiene un cambio de 15°C con respecto a su temperatura inicial a $4.8D$ aguas abajo sin el uso de promotores de turbulencia y $5.45D$ aguas abajo con el uso de promotores de turbulencia, incrementando 11.92% la longitud sobre la placa que se mantiene a una temperatura cercana a la temperatura del flujo de enfriamiento.

Se debe mencionar que con el uso de los promotores de turbulencia la superficie de la película de enfriamiento se incrementa un 19% , ya que el ancho de la película de enfriamiento con el uso de los promotores de turbulencia es de $1.74D$ mientras que, sin el uso de los promotores de turbulencia es de $1.41D$.

Otras de las ventajas que se observó gracias al análisis numérico de ambos casos es que, con el uso de promotores de turbulencia el flujo de enfriamiento presenta mayor turbulencia y este se adhiere $0.2D$ aguas abajo, mientras que sin el uso de promotores de turbulencia la película de enfriamiento se adhiere $1D$ aguas abajo, en pocas palabras el primer caso provoca que la película de enfriamiento esté en contacto con la superficie durante más tiempo.

La intensidad de la turbulencia, la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación turbulenta se incrementan 2.93% , 14.72% y 29.19% respectivamente con el uso de los promotores de turbulencia.

La velocidad del flujo de enfriamiento justo a la salida del orificio de descarga con el uso de promotores de turbulencia se incrementa 20.65%, además, también se observó que mientras más turbulenta sea la capa límite, más delgada será, ya que el espesor de la capa límite sin el uso de promotores de turbulencia es de 2.38 cm, mientras que, con el uso de promotores de turbulencia es de 1.39 cm.

La eficiencia de la película de enfriamiento se incrementa 2.52% con el uso de los promotores de turbulencia.

Se puede concluir que con diferente relación de soplado y sin el uso de promotores de turbulencia entre mayor sea M , afectara negativamente a la eficiencia de la película de enfriamiento, ya que esta se desprende de la superficie a 5D aguas abajo para una relación de soplado de $M=1$, además que, la cobertura sobre la superficie de la placa orificio se ve afectada, llegando a tener una cobertura no mayor a 0.25D en la zona de 3.5D aguas abajo.

Otra cosa que se observó es que con una relación de soplado alta ($M=1$), la temperatura 10D aguas abajo presenta una diferencia de 31°C con respecto a la temperatura en la salida del orificio del flujo de enfriamiento, mientras que con una relación de soplado de $M=0.5$ esta diferencia es de 20°C.

La eficiencia de la película de enfriamiento para la relación de soplado de $M=0.5$ es mayor 24.22% y 15.42% con respecto a $M=1$ y $M=0.75$ respectivamente.

Otra cuestión notoria que arrojaron los resultados de CFD fue que, a mayor relación de soplado, el flujo de enfriamiento se mezcla con mayor facilidad con el flujo principal, afectando directamente a la eficiencia de la película de

enfriamiento.

Al incrementar la relación de soplado y utilizar los promotores de turbulencia en la simulación numérica se observó que se descontrola ocasionando que el flujo de enfriamiento se mezcle con el flujo principal, es decir, con una relación de soplado de $M=1$ la capa límite del flujo de enfriamiento se mezcla con el fluido principal a 3.5D aguas abajo, mientras que con una relación de soplado de $M=0.75$ la mezcla ocurre a los 5D aguas abajo, este suceso no se presenta con la relación de soplado de $M=0.5$. En pocas palabras, al incrementar la relación de soplado, la velocidad del flujo de enfriamiento también aumenta, perjudicando a la eficiencia de la película de enfriamiento, ya que es tanta la vorticidad de la capa límite que esta se separa de la superficie.

La eficiencia de la película de enfriamiento para una relación de soplado de $M=0.5$ y con el uso de promotores de turbulencia se incrementa 11.27% y 11.64% para $M=0.75$ y $M=1$ respectivamente, concluyendo que, si el flujo del fluido de enfriamiento incrementa demasiado su relación de soplado, se afectará directamente la eficiencia de la película de enfriamiento, debido a que el flujo principal se introduce en la película de enfriamiento.

Si se varía la relación de separación que se presenta entre cada promotor de turbulencia y su espesor se puede concluir que, la relación de K que brinda una mejor eficiencia en la película de enfriamiento es $K=11$ con 64.01%, mejorando en 48.04% con respecto a la relación de $K=6$, 22.82% con respecto a la relación de $K=8$, 2.04% con respecto a la relación de $K=10$, con respecto a $K=12$ mejora 0.41%, 18.04% y 21.76% para la relación de $K=13$ y $K=14$ respectivamente.

La velocidad del flujo de enfriamiento para la relación de $K=11$ es la más alta, se incrementa 29.77% con respecto a la relación de $K=6$, 23.99% con respecto

a la relación de $K=8$, 2.98% con respecto a la relación de $K=10$, 0.88% con respecto a la relación de $K=12$, 14.01% con respecto a la relación $K=13$ y 23.47% con respecto a la relación de $K=14$.

Para la relación de $K=11$ las variables de energía cinética turbulenta, intensidad turbulenta y la tasa de disipación turbulenta se pueden encontrar los valores más altos en comparación con las demás relaciones de K antes mencionadas.

Por último, la temperatura sobre la placa para una relación de $K=11$ fue la más alta (45.61°C), mejorando la temperatura 42.50% con respecto a la relación de $K=6$, 20.01% con respecto a la relación de $K=8$, 1.79% con respecto a la relación de $K=10$, 0.36% con respecto a la relación de $K=12$, 15.83% con respecto a la relación $K=13$ y 19.08% con respecto a la relación de $K=14$.

Para poder analizar el comportamiento de la capa límite y cómo el flujo turbulento se comporta sobre la superficie de la placa orificio, se determinó la distribución de la velocidad en la proximidad de la pared, empleando la ley de la pared y la ley logarítmica de la pared, con lo cual, se logró determinar la zona dónde la capa límite se separa por la interacción que hay entre el flujo principal y el flujo de enfriamiento, además que, también se determinó la zona aguas abajo donde el flujo se adhiere nuevamente a la superficie (2D aguas abajo) y empieza a desarrollarse. También se determinó que la distancia aguas abajo no es la suficiente para tener una capa límite con el flujo totalmente desarrollado.

REFERENCIAS

- [1] C. C. Shiau, N. H. Chowdhury, J. C. Han, A. V. Mirzamoghadam y A. Riahi, «Transonic Turbine Vane Suction Side Film Cooling With Showerhead Effect Using PSP Measurement Technique.,» *American Society of Mechanical Engineers*, 2017.
- [2] M. Kamruzzaman, L. Djenidi y R. A. Antonia, «Behaviour of the energy dissipation coefficient in a rough wall turbulent boundary layer.,» *Experiments in Fluids*, vol. 1, n° 9, p. 59, 2018.
- [3] A. R. Khojasteh, S. F. Wang, D. Y. S. Peng y Y. Liu, «Structure analysis of adiabatic film cooling effectiveness in the near field of a single inclined jet: Measurement using fast-response pressure-sensitive paint,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, n° 110, pp. 629-642., 2017.
- [4] N. H. Chowdhury, S. A. Qureshi, M. Zhang y J. C. Han, «Influence of turbine blade leading edge shape on film cooling with cylindrical holes,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, n° 115, pp. 895-908, 2017.
- [5] B. Johnson, W. Tian, K. Zhang y H. Hu, « An experimental study of density ratio effects on the film cooling injection from discrete holes by using PIV and PSP techniques,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 76, 337-349, 2014.
- [6] J. C. Han, S. Azad y C. P. Lee, « Full-Scale Turbine Vane Endwall Film-Cooling Effectiveness Distribution Using Pressure-Sensitive Paint Technique,» *Journal of Turbomachinery*, pp. 138(5), 051002, 2016.
- [7] M. Kamruzzan, L. Djenidi, R. A. Antonia y K. M. Talluru, «Drag of a turbulent boundary layer with transverse 2D circular rods on the wall.,» *Experiments in Fluids*, pp. 56(6), 121., 2015.
- [8] F. Sierra, J. Teloxa, D. Narzary, J. Lei, F. Carrillo y J. Han, «Measurement and modelling of blade tip cooling in gas turbines.,» *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. American Society of Mechanical Engineers.*, 2013.
- [9] S. W. Chang, T. M. Liou, K. F. Chiang y G. F. Hong, « Heat transfer and pressure drop in rectangular channel with compound roughness of V-shaped ribs and deepened scales.,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 51(3-4), 457-468., 2008.
- [10] J. O. Dávalos, J. C. García, G. Urquiza, A. Huicochea y O. De Santiago, «Prediction of Film Cooling Effectiveness on a Gas Turbine Blade Leading Edge Using ANN and CFD,» *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 2010.
- [11] W. Zhou y H. Hu, « A novel sand-dune-inspired design for improved film cooling performance,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*,

- pp. 110, 908-920, 2017.
- [12] C. C. Shiau, F. A. Chen, C. J. Han, S. Azad y C. P. Lee, «Film Cooling Effectiveness Comparison on Full-Scale Turbine Vane Endwalls Using PSP Technique,» *American Society of Mechanical Engineers*, 2017.
- [13] L. Bonanni, C. Carcasci, B. Facchini y L. Tarchi, «Experimental survey on heat transfer in a trailing edge cooling system: effects of rotation in internal cooling ducts,» *American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*, pp. pp. 633-644, 2012.
- [14] A. Beniaiche, C. Carcasci, M. Pievaroli y A. Ghenaiet, «Nusselt correlations in a trailing edge cooling system with long pedestals and ribs,» *Energy Procedia*, pp. 45, 1067-1076, 2014.
- [15] D. Lakehal, G. S. Theodoridis y W. Rodi, «Computation of film cooling of a flat plate by lateral injection from a row of holes,» *International journal of heat and fluid flow*, pp. 19(5), 418-430, 1998.
- [16] J. Han, S. Dutta y S. Ekkad, *Gas turbine heat transfer technology*, EUA: Taylor and Francis, 2012.
- [17] M. Hung, P. Ding y P. Chen, «Effects of injection angle orientation on concave and convex surfaces film cooling,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, p. 33(2), 2009.
- [18] R. Bunker, «A review of shaped hole turbine film cooling technology.,» *Journal of Heat Transfer*, 2015.
- [19] D. Bogard, «Airfoil film cooling,» de *The Gas Turbine Handbook*, U.S., Department of Energy-National Energy Technology Laboratory, 2006, pp. 309-321.
- [20] J. C. Han y A. Rallabandi, «Turbine blade film cooling using PSP technique.,» *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*,, p. 1(1), 2010.
- [21] S. Acharya y Y. Kanani, « Advances in film cooling heat transfer.,» *In Advances in Heat Transfer*, pp. 91-156, 2017.
- [22] D. Schmidt, B. Sen y D. Bogard, «Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness,» *J. Turbomach*, pp. 807-813, 1996.
- [23] J. Welty, C. Wicks y R. Wilson, *Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa*, México: Limusa, 1999.
- [24] J. Capote, D. Alvear, O. Abreu, M. Lázaro y P. Espina, «Influencia del modelos de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios,» *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño de Ingeniería*, pp. 227-245, 2008.
- [25] I. Fluent, «6.2 User's Guide,» *Lebanon, NH: ANSYS Fluent Inc.*, 2005.
- [26] C. H. N. Yuen y R. F. Martinez-Botas, «Film cooling characteristics of rows of round holes at various streamwise angles in a crossflow: Part I.

- Effectiveness,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4995-5016, 2005.
- [27] C. H. N. Yuen y R. F. Martinez-Botas, «Film cooling characteristics of rows of round holes at various streamwise angles in a crossflow: Part II. Heat transfer coefficients,» *International journal of heat and mass transfer*, vol. 48, pp. 5017-5035, 2005.
- [28] A. K. Sinha, D. G. Bogard y M. E. Crawford, «Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio,» *J. Turbomach*, vol. 113, pp. 442-449, 1991.
- [29] A. Ü. Tepe, «Enhancement of film cooling effectiveness using upstream vortex generator,» *Heat and Mass Transfer*, vol. 57, nº 11, pp. 1815-182, 2021.
- [30] J. C. Han y S. Ekkad, «Recent development in turbine blade film cooling.,» *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 7, nº 1, pp. 21-40, 2001.
- [31] X. Li y T. Wang, « Effects of various modeling schemes on mist film cooling simulation,» *j. Heat transfer*, vol. 129, nº 4, pp. 472-82, 2007.
- [32] R. A. Van den Braembussche, «Numerical optimization for advanced turbomachinery design,» *In Optimization and computational fluid dynamics*, pp. (pp. 147-189). Springer, Berlin, Heidelberg., 2008.
- [33] SENER, «SECRETARIA DE ENERGÍA,» 2006. [En línea]. Available: <http://egob2.energia.gob.mx/portal/electricidad.html>.
- [34] D. J. Ryley, «Condensation Fogs in low pressure steam turbines,» *International Journal of Mechanical Sciences*, pp. 729-741, 1967.
- [35] J. A. McFarland, «Conceptual Design and Instrumentation Study For a 2-D, Linear, Wet Steam Turbine Cascade Facility.,» 2008.
- [36] C. Mataix, Turbomáquinas hidráulicas: turbinas, bombas, ventiladores., Madrid: ICAI, 1975.
- [37] A. Martín Domingo, Apuntes de Mecánica de Fluidos, 2017.
- [38] M. F. White, Fluid Mechanics, McGraw Hill, 2003.
- [39] J. C. García Castrejón, Determinación de fuerzas inducidas por flujo de vapor en turbinas, Cuernavaca: UAEM, 2008.
- [40] M. Kessler, «Dinámica de fluidos computacional: ¿Qué es?,» ESSS, 2016.
- [41] J. Sánchez Vazquez, Simulación numérica directa de las ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida., Sevilla: Universidad de Sevilla, 2004.
- [42] A. Díaz Morcillo, Métos de mallado y algoritmos adaptativos en dos y tres dimensiones para la resolución de problemas electromagnéticos cerrados mediante el método de los elementos finitos, Valencia, España: Universidad Politécnica de Valencia, 2000.

- [43] H. Juárez, «Métodos numéricos para fluidos,» XLV Congreso Nacional de la SMM, Querétaro, 2012.
- [44] F. Noh-Pat, Estudio de diferentes modelos de turbulencia IC-E para aplicación en problemas de transferencia de calor, Cuernavaca: Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 2004.
- [45] M. Ahmad, M. Schatz y M. V. Casey, «Experimental investigation of droplet size influence on low pressure steam turbine blade erosion,» *Wear* 303(1), pp. 83-86, 2013.
- [46] K. Cui, H. L. Chen, Y. P. Song y H. Oyama, «Research on wet steam spontaneous condensing flows considering phase transition and slip,» *Journal of Thermal Science*, 22(4), pp. 320-326, 2013.
- [47] H. Hasini, Y. Mohd Zamri y N. A. Malek, «Numerical Modeling of Wet Steam Flow in Steam Turbine Channel,» *INTECH Open Access Publisher*, 2012.
- [48] F. M. Ju, P. G. Yan y W. J. Han, «Numerical investigation on wet steam non-equilibrium condensation flow in turbine cascade,» *Journal of Thermal Science*, 21(6), pp. 525-532, 2012.
- [49] N. Moreno-Salas y V. Trejo, «Eficiencia,» Universidad Simón Bolívar, 2012.
- [50] C. A. Moses y G. D. Stein, «On the Growth of steam droplets formed in a laval nozzle using both static pressure and light scattering measurements,» *Journal of fluids engineering*, pp. 311-321, 1978.
- [51] M. Olmo y R. Nave, 2014. [En línea]. Available: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/thermo/seclaw.html#c4>.
- [52] F. Rueda-Martínez, M. Toledo-Velazquez, I. Carvajal-Mariscal, J. Abugaber-Francis y G. Tolentino-Eslava, «Estudio teórico de la erosión mecánica de un alabe rotor del último paso de la sección de baja presión de una turbina de vapor de 300MW,» *Científica* 11(3), p. 135, 2007.
- [53] G. H. Schnerr y G. Winkler, «Homogeneous/heterogeneous condensation in transonic steam turbine stages including rotor/stator interaction,» *PAMM*1(1), p. 363, 2002.
- [54] P. R. Spalart, W. H. Jou, M. Strelets y S. R. Allmaras, Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach, Arlington, Tx: Advances in DNS/LES, 1,4-8, 1997.
- [55] V. Streeter, B. Wylie y K. Bedford, Mecánica de fluidos, Bogota, Colombia: McGraw Hill, 2000.
- [56] L. X. Sun, Q. Zheng y S. L. Liu, «2D-simulation of wet steam flow in a steam turbine with spontaneous condensation,» *Journal of Marine Science and Application*, 6(2), pp. 59-63, 2007.
- [57] A. Zaleta-Aguilar, L. Correas-Uson, J. Kubiak-Szyszk y F. Sierra-

- Espinosa, «Concept on thermoeconomic evaluation of steam turbines,» *Applied thermal engineering* 27(2), pp. 457-466, 2007.
- [58] O. Tenango-Pirin, J. C. García, L. Castro-Gómez, J. A. Rodríguez, F. Sierra, O. De Santiago y J. M. Rodríguez-Lelis, «Effect of the modification of the star-up sequence on the thermal stresses for a microhas turbine,» *Internatonial Journal of Rotating MAchinery*, 2016.
- [59] C. Rodríguez-Pestaña, «Simulación numérica de la estela tras un cuerpo de base roma a número de Reynolds altos: La influencia de los modelos de turbulencia,» Madrid, España, Universidad Carlos III de Madrid, 2015, pp. 43-44.
- [60] J. B. Young, «An equation of state for steam for turbomachinery and otger flow calculations,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, pp. 110:1-7, 1988.
- [61] J. J. Posadas-Razo, Estudio del fenómeno de condensación asociado a corrosión mediante simulación matemática, México, D.F.: Instituto Polotécnico Nacional, 2009.
- [62] K. Ishazaki, T. Ikphagi y H. Daiguji, «A high-resolution numerical method for transonic non-equilibrium condensation flows through a steam turbine cascade,» *In Proceedings of the 6th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, volume 1*, pp. 479-484, 1995.
- [63] J. B. Young, «Two Dimensional, Nonequilibrium, Wet Steam Calculations for Nozzles and Turbine Cascades,» *Journal of Turbomachinery*, 114, pp. 569-579, 1992.
- [64] J. Kearton William, Steam turnime theory and practice, Londrés: Sir Isaac Pitman & sons, Ltd., 1961.
- [65] A. Hernández R., Z. Mazur C., A. Demeulenaere y J. Jópez H., «The effect of star-up cycle in ceramic coating used as tgermal barrier for a gas turbine bucket,» *Applied Thermal Engineering, vol. 29, no.14-15*, pp. 3056-3065, 2009.
- [66] C. Romero, J. Vega y G. Rubio, «Curso Fenómenos de Transporte,» Universidad Nacional Experimental del Táchira (UNET), San Cristobal, Táchira Venezuela., 2005.
- [67] I. Fluent, «6.2 User´s Guide,» ANSYS Fluent Inc, Lebanon, NH, 2005.
- [68] C. Chemical Logic, «ChemicalLogic SteamTab Companion,» Woburn Massachusetts, 1999.
- [69] S. García-Garrido, Turbinas de gas: montaje, puesta en marcha, operación y mantenimiento de turbinas de gas, Madrid, España: Renovetec, 2014.
- [70] P. Fernández Díez, «Trubinas de vapor,» Escuelas de Ing. Industriales y de Ing. de Caminos de la Universidad de Cantabria, Santander España, 2000.

- [71] J. Ibañez, «Turbinas de vapor: tipos, características y clasificación,» INEVID, Cartagena, España, 2014.
- [72] B. Martín Atienza, «Fluidos en movimiento,» UABC, Ensenada, Baja California, 2009.
- [73] R. Gorla y A. Khan, Turbomachinery Design and Theory, New York: Marcel Dekker, 2003.
- [74] M. Cayuela, 2013. [En línea]. Available:
<http://termodinamicaymtg.blogspot.com/search?updated-min=2013-01-01T00:00:00%2B01:00&updated-max=2014-01-01T00:00:00%2B01:00&max-results=37>.

Cuernavaca, Morelos, 27 de mayo de 2022.

DRA. LAURA LILIA CASTRO GÓMEZ
ENCARGADA DE DESPACHO DE LA
DIRECCIÓN DEL CIICAp
P R E S E N T E

Atendiendo a la solicitud para emitir DICTAMEN sobre la revisión de la TESIS titulada: "DETERMINACIÓN DEL EFECTO DE PROMOTORES DE TURBULENCIA EN EL ARRASTRE DE LA PELÍCULA DE ENFRIAMIENTO DE ÁLABES DE TURBINA DE GAS", que presenta el alumno **EDER URIEL MARTÍNEZ SANDOVAL**, para obtener el título de **DOCTORADO EN INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS**.

Nos permitimos informarle que nuestro voto es **APROBATORIO**.

Atentamente
Por una humanidad culta

DR. HÉCTOR MANUEL CASTRO BELTRÁN

DR. ARTURO MOLINA OCAMPO

DR. JUAN CARLOS GARCÍA CASTREJÓN

DR. JOSÉ ALFREDO RODRÍGUEZ RAMÍREZ

DR. ALDO FIGUEROA LARA

DR. CANDELARIO BOLAINA TORRES

DR. FERNANDO ZENAIDO SIERRA ESPINOSA

Se adiciona efirma UAEM

Se expide el presente documento firmado electrónicamente de conformidad con el ACUERDO GENERAL PARA LA CONTINUIDAD DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MORELOS DURANTE LA EMERGENCIA SANITARIA PROVOCADA POR EL VIRUS SARS-COV2 (COVID-19) emitido el 27 de abril del 2020.

El presente documento cuenta con la firma electrónica UAEM del funcionario universitario competente, amparada por un certificado vigente a la fecha de su elaboración y es válido de conformidad con los LINEAMIENTOS EN MATERIA DE FIRMA ELECTRÓNICA PARA LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE ESTADO DE MORELOS emitidos el 13 de noviembre del 2019 mediante circular No. 32.

Sello electrónico

ALDO FIGUEROA LARA | Fecha:2022-06-15 13:50:10 | Firmante

TWdt0S+qL4Nc2IKy3GGHBIANFzakgPUO8eSb7SIGqIX36izvtKeAWC7prJx5AFpaP45T9N4WkKu7AzqBjHdBTt3XnsPeXiObkx2FTBs+npBNO5L7q6A27M5MN5D8WxDnwUxldXreG2g5odcyXCcrZi8Gw8wfYRgE05FWEYacUgnzAuHIR88Hs/5AQByZflHo4WmIjKd+3uPx1Rw4dZF55ayUjQrGnuMyVsgMCHI0W+Pp3TTcoFNiW9X6Xob2a0b1hj1+W3IPKq qxAUgThPMnZWmQSZCj+C07jlkAEq6D2Z07D0by4DtKG+URIFeprVRhauQjFvGeR7yLaSwFg==

ARTURO MOLINA OCAMPO | Fecha:2022-06-15 14:20:20 | Firmante

YrPOa/Tzikxjxkzl60aTb18Kdtp1IcbAbTHBu5nLaD0Xi8M3mO14P+buIFZs6BhAWPrbdValu89tSEdwwmavCA0Q9vjKcme7VF7Y5zgyPE8ur7PeVza6KpRa1QOmI2URZBemQuGxuZoL7cc0T/dSzzKnQvZiLLrGBFOc82wGrwLhk2TAAg66TRSHFPHwtZDLOFohGknc02K6Lo0vxQqap2by+X+Gg4rKqGhksFJkKgALwfvYxr13Plem4NagdH/rESnUuldDbu0ZSJUV8P sX0aXMS1ceupOnqjLybEN3NFPGIU50TJm6qM5Uv90eVZozUcufblwW6gvPwrpVLT4WZg==

FERNANDO ZENAILO SIERRA ESPINOSA | Fecha:2022-06-24 12:08:46 | Firmante

F+UrlwnvJrDdZn8/y9kX9eMM/ncenCrdAsdJAb0wovRpn7Xyu79nUbOx2bgBBHLs+UczEbn8sKZ0q74S9Wj95F3L+92+TLBSp/ZuFPBFiuYStLoV/HumcAeoze/RZUif0E/3DTSrsa WcN+3JQ07LNo8TGysBSSJiOU7uWEse8pP5cfil/lkzSbo3dSm+v6JFVLY9mLVBQqGEM3gs3t1XJY8qTsE6r3gVvEgsbn1Y909ViHOvX56G/w9JlI5sgv5itpciBFclKW8pT4laXNR DTauRkcc2iP4vNDJ51BVPetwq6AQnTuRlyv6KCJcmqUcbbkA4XvA4i2O1Svbyby==

CANDELARIO BOLAINA TORRES | Fecha:2022-06-29 11:35:58 | Firmante

R8Vg13+YAxk1DrWHRCT05kT84ViykwJghn6cnIde0Ys7F6InydR6aM8kI4s9CNRJ2cdNnV2SRDAZwJaZiF/sjVKV7Unl5jCe7xcNKo0f+eomeT3LcxO+LpS6MOj2LbSzyt0efT+oWB MX3KN79i2cKULmTA+ZwYUqzxmn7xQ5sCgZLzo+hugM+zrjyKAtCF3NYe6zYMWScobkzw00NnkSciAXInuNw9hT5J5CKdd28fiqgoUZvHaykOFURWssdBT41A81KjGuxUGY7F dJQbWbWAWYipSZKc0eVf3ideeL4Ya+yt5TTSwrPasditDrekJqiOSXNkRBm7KjoBCgm8w==

JUAN CARLOS GARCIA CASTREJON | Fecha:2022-08-09 14:04:17 | Firmante

PpB44PmJqqUt/wVe3Bxjs24sEk8WJDLnnd9e+Ivd2OTM7I8XfAyJoTzdTDBUzMSs6NYqKqIUfVcSzWL686BRJxmNOv994CNb0WChkTPIXLjkFce8W2r2spevvZw9lEnBt5akcB A1uZvbcTUyLsAPPi9KOWy+01jKp80/5ublfZnAqfXYLWia2QPsgicqpbueGQXsQjxYq4ZOnuJp2gC1Mid55oEGNy+U93LXnSISz5/EBtBMP45X5jGF/QJ8rRdmx0aD55/r221fnyh8 w2JNESK0IS2iA6NOuTGOYbQaXkyEaC3Cw1YozAoJpZf3B8HKBoxOxte26uigtKkrG==

JOSE ALFREDO RODRIGUEZ RAMIREZ | Fecha:2022-08-15 14:31:11 | Firmante

VPLDfOrZsiEesPQJELqF3uw2usSFxymCUZGuj70VuO2DikSXNTWrrNyR2v2FME9G5aDotrfrMM5ndH1UAHv7p2TlrfNqlvNBtKfhpQM5lFhmSpB7r+i9xAHBukVEDZR9jVs0lRy 5lhrzJ5cYLPgNbTGzozwHiCRgl8pZXYAO/Z0877Y+D5Q35HxQtMhCHBu25EQbyHN8yOvZaQzWcMbiY464kCJkg4uBIQ2jKtan8Zn5saANGkr4fNybDfHVz+TN4YHXXFUYzn3v IUVKByVjH3T677zf+i83gaiULnMQIH4s5kSGIXEdoJE8VEOfczY+0HZTqljnRqr77rje+Q==

HECTOR MANUEL CASTRO BELTRAN | Fecha:2022-09-05 13:22:12 | Firmante

XQ9BBigTnkZi9M4LeetRgf9C7e3W2NRhMsBSJA/yLBWzKg6mpmINLdudg8nsNOi4wAgFiLzNk9w4RN/fvWqoQkNsn/4zFBdURUvUPHSpY2E59USo4/7y8oKUsTRqvLMbhmxiC CSTVz8SBLxPjot9XUQOWE8pWDuxQdN5sSxSCRhk1NXRRiOQZFNgnP8I9qb0GX2ftqCW6dsJ5NzQmly5of7CmYUSxe5/KpyGCN/5GWgaKqMnA8t4dAcndNPREOV3g7B23 5syWC/w8jpwCkVN7NKjEESPmfH/wwwRUYg3VZrezt49wQEcO0gZcSSiY0+qKK3qjmPsZ5Jg5vPyqrA==

Puede verificar la autenticidad del documento en la siguiente dirección electrónica o escaneando el código QR ingresando la siguiente clave:



fTcJgCBIU

<https://efirma.uaem.mx/noRepudio/flQIAPbVkmS6TVEKtShZkAicX0JGGg3C>