



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**MODELACIÓN MATEMÁTICA DE LAS
CONDICIONES HIDRODINÁMICAS
RESULTANTES DE LA INTERACCIÓN ENTRE
UNA CORRIENTE DE AGUA Y UNA PROBETA
DE TEMPLE**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO QUÍMICO METALÚRGICO**

P R E S E N T A:

ROBERTO CRUCES RESÉNDEZ



MEXICO, D.F.

2012



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Jurado asignado:

Presidente: Prof. JOSÉ BERNARDO HERNÁNDEZ MORALES

Vocal: Prof. JOSÉ ANTONIO BARRERA GODÍNEZ

Secretario: Prof. ALBERTO INGALLS CRUZ

1er Suplente: Prof. MARCO AURELIO RAMIREZ ARGAEZ

2do Suplente: Prof. GERARDO SANJUAN SANJUAN

Sitio donde se desarrolló el tema:

Departamento de Ingeniería Metalúrgica
Facultad de Química, U.N.A.M., Edificio D, Laboratorio 005.

Asesor del tema:

Dr. José Bernardo Hernández Morales.

Sustentante:

Roberto Cruces Reséndez.

AGRADECIMIENTOS

A la UNAM, la Máxima Casa de Estudios de nuestro país, y a mi *Alma Mater* la Facultad de Química que en estos años han sido mi segundo hogar. El paso por sus aulas y laboratorios me ha dejado grandes enseñanzas pero sobre todo un profundo espíritu universitario.

Al Dr. Bernardo Hernández Morales, por su orientación y apoyo incondicional para la realización de esta tesis, pero sobre todo por la motivación y la paciencia que me brindó para culminar este último paso en mi carrera profesional.

A mis maestros, que han sido parte esencial de este logro; porque con su valiosa experiencia me enseñaron que lo importante no es acumular el conocimiento, sino saber compartirlo con los demás.

Son muchas las personas que han formado parte de mi vida académica a las que agradezco por su amistad, consejos, apoyo, ánimo y compañía en los momentos más difíciles de mi vida. Algunas están aquí conmigo y otras en mis recuerdos y en mi corazón, sin importar en donde estén quiero darles las gracias por formar parte de mí, por todo lo que me han brindado y por todas sus bendiciones.

DEDICATORIAS

A Dios por mostrarme que día a día con humildad, paciencia y perseverancia
todo es posible.

A mi mamá. Por el gran amor y cariño que desde niño me ha brindado, que sin
escatimar esfuerzo alguno sacrificó gran parte de tu vida para que yo pudiera
terminar mi carrera profesional. Sé que no hay palabras para agradecer una
vida de entrega y esfuerzo.

A Andy. Porque has estado incondicionalmente a mi lado, en los buenos y
malos momentos, animándome siempre a continuar; por toda tu ayuda y,
principalmente, por hacerme feliz. Por todo eso y mucho más este trabajo
también te pertenece. ¡TE AMO!

A mi hermano. Por tu apoyo a lo largo de toda mi vida estudiantil.

A mis queridos amigos. Que me apoyaron y me permitieron entrar en su vida
durante estos casi cinco años de convivir dentro y fuera del salón de clase: Lili,
Pablo, Oswaldo, Erick, Apolo, Juan Carlos y a todos los metaleros 2008.

A la Familia Torres Alcalá y Villanueva Torres, por todo su apoyo y porque me
han acogido como un miembro más de su familia

Con todo mi amor y cariño dedico este trabajo a la memoria de mi abuela:

María Elvia Contreras León

Contenido

Resumen.....	1
1 Introducción	2
1.1 Marco de trabajo	2
1.2 Justificación	4
1.3 Hipótesis	5
1.4 Objetivo.....	5
1.5 Metas	6
2 Antecedentes.....	7
2.1 Tratamiento térmico de temple	7
2.2 Medios de temple.....	8
2.3 Mecanismos de transferencia de calor durante el temple	9
2.4 Frente de mojado	11
2.5 Métodos de caracterización de medios de temple	12
2.6 Dinámica de fluidos.....	13
2.6.1 Coeficiente de presión.....	15
2.6.2 Separación del fluido	16
2.6.3 Turbulencia.....	16
2.6.4 Número de Reynolds.....	18
2.7 Dinámica de fluidos computacional (<i>CFD</i>).....	18
2.7.1 Funcionamiento de un código <i>CFD</i>	19
2.7.2 Pre-procesamiento	19
2.7.3 Procesamiento.....	20

2.7.4	Post-procesamiento.....	20
3	Procedimiento experimental	21
3.1	Dispositivo experimental	21
3.2	Experimentos para caracterizar la respuesta de la cinta de celofán al cambio de temperatura del agua	23
3.3	Experimentos para visualizar el patrón de flujo en la vecindad de las probetas de temple	24
4	Modelo Matemático	27
4.1	Objetivos de cálculo.....	27
4.2	Alcance	27
4.3	Simplificaciones	28
4.4	Formulación matemática.....	28
4.4.1	Condiciones de frontera	31
4.5	Solución del modelo matemático	33
4.5.1	Dominio de la solución numérica: creación de la geometría	33
4.5.2	Discretización del dominio.....	35
5	Resultados y discusión.....	42
5.1	Determinación de la temperatura de operación óptima	42
5.2	Comportamiento de los listones alrededor de las probetas	46
5.3	Validación del modelo matemático	53
5.3.1	Probeta de base plana	54
5.3.2	Probeta de base biselada.....	55
5.3.3	Probeta de base semiesférica	57
5.3.4	Probeta de base cónica.....	58
5.4	Campo de velocidad	60

5.5	Campo de presión dinámica	63
5.6	Campo de coeficiente de presión.....	66
5.7	Campo de vorticidad	70
6	Conclusiones	73
7	Recomendaciones y trabajo a futuro	74
8	Referencias bibliográficas.....	75
	Apéndice A.....	79
	Apéndice B.....	81
	Apéndice C.....	82
	Apéndice D.....	84

Índice de figuras

Figura 2.1 Secuencia de las tres etapas de extracción de calor durante el enfriamiento por inmersión de una probeta cilíndrica de acero al cromo-níquel en agua a 30 °C con una velocidad de agitación de 0.3 m/s [13].....	10
Figura 2.2 Comportamiento del mojado y cambio del coeficiente de transferencia de calor (α) a lo largo de la superficie de una probeta metálica durante un temple por inmersión [15].....	11
Figura 2.3 Curva de enfriamiento y curva de rapidez de enfriamiento [11].	13
Figura 2.4 Velocidad fluctuante en regímenes turbulentos [28].	17
Figura 3.1 Representación esquemática del dispositivo experimental: (a) depósito de agua, (b) bomba, (c) rotámetro, (d) tanque de vidrio, (e) depósito secundario, (f) probeta, (g) soporte de la probeta y (h) tubo de acrílico.....	22
Figura 3.2 Fotografía del dispositivo experimental utilizado en este estudio. ...	22
Figura 3.3 Fotografía del sujetador de acero para realizar los experimentos destinados a determinar el efecto de la temperatura en el comportamiento de la cinta de celofán.	23
Figura 3.4 Geometrías de las probetas para el segundo grupo de experimentos. De izquierda a derecha: probeta con base plana, biselada, base semiesférica y base cónica.	25
Figura 4.1 Dominio computacional (probeta cilíndrica con base plana).	31
Figura 4.2 Dominio computacional para la simulación del flujo de agua en presencia de una probeta cilíndrica de base cónica.	34
Figura 4.3 Geometría creada en el ambiente Gambit 2.4 para el dominio computacional de probeta de base cónica.	35
Figura 4.4 Detalle de la discretización espacial para dos de las geometrías estudiadas: (a) base plana: 216,251 celdas en total (celdas cuadradas regulares) y (b) base semiesférica: 205,286 celdas en total (celdas triangulares).	36
Figura 4.5 Interfaz para monitorear los residuales en <i>FLUENT</i> v. 13	40

Figura 5.1 Geometría de la cinta de celofán para agua que fluye a: a) 0.2 m/s, 20 °C; b) 0.2 m/s 40 °C; c) 0.2 m/s, 60 °C; d) 0.6 m/s, 20 °C; e) 0.6 m/s, 40 °C; y f) 0.6 m/s, 60 °C.	43
Figura 5.2 Respuesta de la cinta de celofán para agua que fluye a 0.6 m/s: a) 50 °C; b) 60 °C; y c) 70 °C.	45
Figura 5.3 Imágenes de listones sujetos a la base de una probeta cilíndrica de base plana. Agua fluyendo a una velocidad de: (a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s.	47
Figura 5.4 Imágenes de listones sujetos a la base de una probeta cilíndrica de base biselada con agua circulando a una velocidad de: (a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s.	49
Figura 5.5 Imágenes de listones sujetos a la base de una probeta cilíndrica de base cónica con agua circulando a una velocidad de:(a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s.	50
Figura 5.6 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base plana a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s. Agua a 60°C.	51
Figura 5.7 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base biselada a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s.	52
Figura 5.8 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base semiesférica a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s.	52
Figura 5.9 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base cónica a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s.	53
Figura 5.10 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base plana colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente al listón de celofán.	54

Figura 5.11 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base biselada colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente del listón de celofán.....	56
Figura 5.12 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base semiesférica colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente del listón de celofán.....	58
Figura 5.13 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base cónica colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente del listón de celofán.....	59
Figura 5.14 Campo de velocidad computado alrededor de las probetas para agua fluyendo a 0.2 m/s: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica. En las imágenes de abajo se muestra un acercamiento de la región cercana a la base de cada probeta.	61
Figura 5.15 Campo de velocidad computado alrededor de las probetas para agua fluyendo a 0.6 m/s: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica. En las imágenes de abajo se muestra un acercamiento de la región cercana a la base de cada probeta.	62
Figura 5.16 Contornos de presión dinámica computado alrededor de las probetas a una velocidad de 0.2 m/s para: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica.	64
Figura 5.17 Contornos de presión dinámica simulado alrededor de las probetas a una velocidad de 0.6 m/s para: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica.	65
Figura 5.18 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) en la vecindad de una probeta de base plana para agua fluyendo a: (a) 0.2 m/s y (b) 0.6 m/s. Las imágenes del lado izquierdo corresponden al dominio completo, las del lado derecho a un acercamiento.....	67

Figura 5.19 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) en la vecindad de una probeta de base cónica para agua fluyendo a: (a) 0.20 m/s y (b) 0.6 m/s. Las imágenes del lado izquierdo corresponden al dominio completo, las del lado derecho a un acercamiento.....	68
Figura 5.20 (Continuación) Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) en la vecindad de una probeta de base cónica para agua fluyendo a: (a) 0.20 m/s y (b) 0.6 m/s. Las imágenes del lado izquierdo corresponden al dominio completo, las del lado derecho a un acercamiento.....	69
Figura 5.21 Distribución del campo de vorticidad en la vecindad de una probeta de base plana (a), probeta de base biselada (b), probeta de base semiesférica (c) y probeta de base cónica (d) para agua fluyendo a 0.6 m/s. Todas las imágenes muestran un acercamiento de la base.....	71
Figura 5.22 (Continuación) Distribución del campo de vorticidad en la vecindad de una probeta de base plana (a), probeta de base biselada (b), probeta de base semiesférica (c) y probeta de base cónica (d) para agua fluyendo a 0.6 m/s. Todas las imágenes muestran un acercamiento de la base.....	72

Índice de tablas

Tabla 3.1 Condiciones de operación para los experimentos del Grupo I.....	24
Tabla 3.2 Condiciones de operación para los experimentos del Grupo II.....	26
Tabla 4.1 Número de celdas consideradas en la simulación de CFD para cada geometría de la base.	37
Tabla 4.2 Valores de entrada de los parámetros usados en las simulaciones..	37
Tabla 4.3 Factores de relajación utilizados en las simulaciones	41

Listado de símbolos

Símbolo	Cantidad	Unidades
\bar{v}	Velocidad promedio (en el tiempo)	ms^{-1}
t	Tiempo	s
ρ	Densidad	kgm^{-3}
\bar{P}	Presión promedio (en el tiempo)	Pa
q	Presión dinámica	Pa
C_p	Coefficiente de presión	-
$\bar{\tau}_L$	Tensor de transporte de momentum laminar viscoso promedio (en el tiempo)	Nm^{-2}
$\bar{\tau}_T$	Tensor de transporte de momentum turbulento viscoso promedio (en el tiempo)	Nm^{-2}
\vec{g}	Aceleración debida a la fuerza de gravedad	ms^{-2}
\bar{v}_r, \bar{v}_z	Componentes de la velocidad en coordenadas cilíndricas	ms^{-1}
κ	Energía cinética turbulenta	m^2s^{-2}
I	Intensidad turbulenta	-
ε	Disipación de energía cinética turbulenta	m^2s^{-3}
L	Diámetro del ducto	m
Re_{D_H}	Número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico	-
C_μ	Constante empírica	-
$\vec{\omega}$	Vorticidad	s^{-1}

Resumen

La transferencia de calor durante un tratamiento de temple es un fenómeno complejo debido a la fuerte correlación que existe entre las condiciones hidrodinámicas del medio de temple y los diversos mecanismos de transferencia de calor durante el enfriamiento. Por lo tanto, es importante desarrollar técnicas que permitan caracterizar el comportamiento hidrodinámico en la vecindad de la superficie de probetas de temple para ensayos de laboratorio.

Este trabajo se realizó con el objetivo de cuantificar el efecto de la geometría de la base de la probeta de temple sobre la interacción probeta-fluido para el caso de un tratamiento de temple por convección forzada.

En particular, se estudiaron probetas (fabricadas con acero inoxidable AISI 304) con: base plana, biselada, semi-esférica y cónica. Las simulaciones *CFD* (por sus siglas en inglés: *Computational Fluid Dynamics*) se realizaron para probetas situadas concéntricamente en un tubo cilíndrico por el que fluye agua en paralelo al eje longitudinal de la probeta. El sistema se supuso isotérmico a fin de separar la hidrodinámica de los efectos térmicos. Para la validación del modelo matemático se empleó un modelo físico del sistema computacional, donde se videograbaron experimentos colocando una cinta de celofán en la base de la probeta con el objetivo de trazar las líneas de corriente cerca de esa región; estos resultados se compararon con sus homólogos calculados. Previamente, se determinó la temperatura óptima del agua requerida para obtener una visualización fiel cuando se utilizan las cintas como trazadores.

Una vez validado, el modelo matemático se utilizó para estudiar el campo de velocidad, el campo de presión y el campo de vorticidad alrededor de la superficie de las probetas experimentales, esto con el propósito de determinar la geometría que presenta las condiciones hidrodinámicas más uniformes en la región cercana a la superficie de la probeta.

1 Introducción

En este primer capítulo se presentan algunos aspectos históricos que permiten familiarizar al lector con el tema de este trabajo; también se presentan el objetivo, hipótesis y justificación considerados para esta investigación.

1.1 Marco de trabajo

Desde los primeros tiempos, a principios de la Edad de Hierro, el temple ha jugado un papel importante en el crecimiento de las civilizaciones en todo el mundo. Gran parte del conocimiento en esta área de la Metalurgia se generó a partir de la experimentación empírica de los alquimistas y herreros de esa época. No fue sino hasta el comienzo de la era industrial (1850 d.C.), que la humanidad comenzó una búsqueda para entender y cuantificar el mecanismo de enfriamiento durante un temple [1].

En los últimos años ha surgido la metodología de Ingeniería de Procesos Metalúrgicos, que utiliza modelos matemáticos, modelos físicos y mediciones en laboratorio o planta para comprender los procesos de manufactura de componentes ingenieriles con el objetivo de diseñarlos, controlarlos y optimizarlos. En particular, a lo largo de los últimos 60 años se han realizado esfuerzos para comprender y controlar los fenómenos que ocurren durante los procesos de temple de piezas de acero [2].

De esas investigaciones se ha dilucidado que la transferencia de calor desde una pieza hacia el baño de temple en la que se sumerge define la evolución del campo térmico al interior de la pieza y, por ende, la evolución de los campos microestructural y de desplazamientos de la misma. A su vez, las propiedades mecánicas y geométricas finales del producto resultan de la interacción de estos campos durante el proceso [3].

Para definir la relación entre las condiciones de un proceso de temple y las propiedades mecánicas finales de un componente, la Ingeniería Microestructural (es decir, la aplicación de modelos físicos y modelos matemáticos a procesos en los cuales se busca modificar la microestructura) ha tenido mayor aceptación que cualquier otra técnica debido a la gran cantidad de información detallada del proceso que se puede obtener.

El método de análisis comprende conceptos de: fenómenos de transporte, mecánica de sólidos y metalurgia física, para calcular la distribución de esfuerzos y la distorsión de las piezas templadas, como resultado de las complejas interacciones entre los fenómenos térmicos, mecánicos y microestructurales que se presentan durante el enfriamiento.

Dada la complejidad de los fenómenos involucrados, en la industria de los tratamientos térmicos se ha buscado caracterizar la extracción de calor en un baño de temple mediante probetas de diversos materiales y geometrías. Con el fin de diseñar estos procesos, se han desarrollado ensayos a nivel laboratorio para determinar ya sea el poder de enfriamiento o el poder de endurecimiento asociado con un medio de enfriamiento en particular [4].

Otra área de investigación comprende el estudio del comportamiento de “mojado” durante un enfriamiento empleando un líquido [4]. Una geometría cilíndrica con base plana se ha preferido posiblemente debido a que es fácil de maquinar. Sin embargo, en trabajos recientes [5,6] se ha demostrado que esta geometría puede provocar que la película de vapor que rodea la probeta durante las primeras etapas de enfriamiento sea inestable, lo que conduce a fenómenos no uniformes en la superficie de la probeta.

En el caso de temple en presencia de convección forzada, la dinámica de fluidos juega un papel importante. La herramienta que comúnmente se emplea para determinar los patrones de flujo en los tanques de temple, es la *Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)*, que se basa en la solución numérica de ecuaciones de continuidad y conservación de momentum para el medio de

temple. Sin embargo, las simulaciones *CFD* deben ser validadas antes de obtener conclusiones de sus resultados.

Para validar dichas simulaciones, existen diversas formas que pueden basarse tanto en la visualización del patrón de flujo como realizando mediciones de la velocidad en ciertas regiones de flujo por técnicas tales como la velocimetría de imágenes de partículas (*PIV*). Los patrones de flujo en los tanques de enfriamiento reales son muy difíciles de visualizar; por lo que varios investigadores han recurrido a modelos físicos [6], generalmente construidos con acrílico y utilizando agua como medio de enfriamiento. En este trabajo se recurrió al uso de cintas de celofán que fueron adheridas a la base de las probetas para observar líneas de corriente.

1.2 Justificación

Actualmente la mayoría de las industrias que realizan tratamientos de temple, utilizan tanques con agitación para eliminar la presencia de la película de vapor que se forma en el momento en el que se sumerge la pieza caliente en el baño de temple; esta práctica es cada vez más frecuente y con ello ha surgido la necesidad de conocer los patrones de flujo en los tanques con la mayor precisión posible. Esto también se ha traducido en sistemas a escala laboratorio para el análisis de curvas de enfriamiento en sistemas con agitación.

Por lo que el realizar un estudio a cerca de los fenómenos que ocurren en la interfase metal-medio de temple desde el punto de vista hidrodinámico, es fundamental tanto para el diseño y la optimización de procesos industriales de temple como para la evaluación de probetas para análisis de curva de enfriamiento.

1.3 Hipótesis

Si se modifica la geometría tradicional de las probetas usadas comúnmente para medir curvas de enfriamiento durante un tratamiento de temple se producirán condiciones hidrodinámicas más uniformes, evitando así zonas de recirculación.

Si se incrementa la temperatura del agua, se reducirá significativamente la resistencia mecánica del material polimérico (celofán), por lo que la cinta será más flexible y describirá con mayor fidelidad el patrón de flujo en regiones cercanas a la superficie de las probetas.

1.4 Objetivo

El presente trabajo tiene como finalidad cuantificar y comparar el comportamiento hidrodinámico del medio de enfriamiento en la región cercana a la superficie de probetas de acero con diversas geometrías de la base. Asimismo se busca optimizar la técnica de visualización con cintas de un material polimérico para validar las simulaciones computacionales.

1.5 Metas

- i. Determinar la temperatura de trabajo del agua para emplear cintas de celofán como trazadores que reproduzcan el comportamiento en la región próxima a la base de las probetas.
- ii. Obtener imágenes de un trazador (cintas de celofán) en la cercanía de la base de las probetas bajo condiciones isotérmicas.
- iii. Modelar matemáticamente las condiciones hidrodinámicas del fluido en la vecindad de la intercara fluido-sólido para probetas con diversas geometrías.
- iv. Validar las simulaciones *CFD*, comparando las líneas de corriente obtenidas del modelo con las líneas de corriente observadas en un modelo físico *ad-hoc*.
- v. Una vez validado el modelo matemático, simular los campos que permitan explicar con claridad el comportamiento del sistema.

2 Antecedentes

En la primera sección de este capítulo se abordan algunos aspectos generales de un tratamiento de temple. Más adelante se presentan conceptos de dinámica de fluidos relacionados con este trabajo, así como un apartado dedicado a la aplicación de la herramienta *CFD* en un tratamiento de temple.

2.1 Tratamiento térmico de temple

Los tratamientos térmicos son operaciones que involucran ciclos de calentamiento y enfriamiento controlados, para obtener microestructuras específicas. De esta manera se logran obtener propiedades mecánicas, en la pieza metálica más convenientes para su uso.

Uno de los tratamientos térmicos utilizados más comúnmente es el proceso de temple. Este tratamiento térmico consiste en: calentar la pieza metálica hasta una temperatura en la cual se obtenga una única estructura llamada austenita, mantener la pieza a esa temperatura para homogeneizar la temperatura y enfriarla rápidamente para que se lleve a cabo la transformación de austenita a martensita [7].

La martensita es una disolución sólida de hierro sobresaturada de carbono, de la misma composición que la austenita inicial. La transformación de la austenita a martensita ocurre por un cambio de red cristalina, con poco desplazamiento de los átomos de hierro [7]. La martensita cristaliza en el sistema cúbico tetragonal, tiene una alta dureza (de 50 a 68 Rockwell C) y una morfología de agujas visible bajo el microscopio óptico [8]. Estas agujas están orientadas en el interior de lo que fue cada grano de austenita según tres direcciones paralelas a los lados de un triángulo equilátero.

El endurecimiento que genera un tratamiento de temple es de origen estructural. Cada átomo de carbono, más voluminoso que el intersticio en el que esta insertado, separa a los dos átomos de hierro vecinos; así la red del hierro se distorsiona significativamente, bloqueándose el movimiento de las dislocaciones, provocando así el endurecimiento del acero [8].

Uno de los principales problemas de un tratamiento de este tipo, es la distorsión que sufren las piezas metálicas tratadas. En algunos casos puede presentarse agrietamiento e incluso fracturas [9]. Este tipo de defectos están ligados a factores relacionados a la pieza metálica (grado de aleación, geometría, etc.) y a características del medio de temple (temperatura del baño, agitación, etc.).

2.2 Medios de temple

Un medio de temple es aquel fluido (líquido o gas) que tiene como propósito el extraer energía térmica de una pieza para así obtener la dureza requerida. Simultáneamente, el medio de temple debería minimizar la distorsión y los esfuerzos residuales, incrementando la uniformidad del enfriamiento en la superficie total de la pieza [10].

La selección de un medio de temple depende de la templabilidad del acero en particular, del espesor y de la forma de la pieza. Muchos y variados medios de enfriamiento se han utilizado para el proceso de temple. Los más comunes son agua, aceites, salmuera (acuosa), soluciones cáusticas (acuosas), soluciones poliméricas, sales fundidas, metales fundidos, aire, y en otros casos, gases (inmóviles o en movimiento) y neblina [11].

La capacidad de un medio de enfriamiento para endurecer a una pieza de acero depende de las características del medio de temple y del material a templar. Así, la efectividad de un medio de temple dado es referida comúnmente al parámetro “severidad de temple”. Esta medida de enfriamiento o poder de

enfriamiento es identificado por la letra “H”, y se determina experimentalmente templando una serie de barras cilíndricas de un acero dado [12].

En particular, el agua ha sido el medio de temple tradicional para prácticas comerciales por su bajo costo, fácil obtención y carácter no contaminante. Una desventaja del agua es que siempre hay riesgo de producir distorsión y/o agrietamiento de la pieza de trabajo debido a que produce altas rapidezces de enfriamiento.

2.3 Mecanismos de transferencia de calor durante el temple

La rapidez de enfriamiento de una pieza durante un temple depende de varios factores: la geometría de la pieza, las propiedades termofísicas de la misma (difusividad térmica, conductividad térmica, calor específico) y el medio de temple así como su temperatura y nivel de agitación. Para medios volátiles tales como agua, aceite o soluciones acuosas de polímeros, se presenta una serie de fenómenos complejos en la superficie del sólido que generan condiciones de frontera de transferencia de calor que son no lineales y cambiantes con el tiempo. En orden de mayor a menor temperatura superficial se pueden distinguir tres regímenes de transferencia de calor (ver Figura 2.1):

a) *Enfriamiento en presencia de una película de vapor (Etapa A)*, esta primera etapa se caracteriza por la formación de una capa de vapor continua y estable que rodea a la superficie de la pieza y que se genera cuando el líquido se pone en contacto con la superficie caliente lo que lo vaporiza inmediatamente.

El enfriamiento en esta etapa ocurre por conducción y radiación a través de la película de vapor y por lo tanto es relativamente lento, ya que la capa de vapor actúa como un aislante [9].

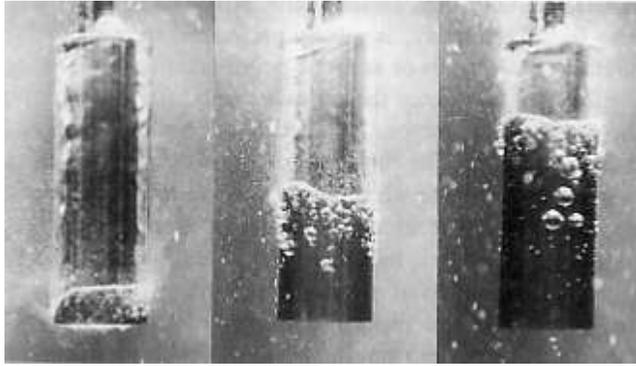


Figura 2.1 Secuencia de las tres etapas de extracción de calor durante el enfriamiento por inmersión de una probeta cilíndrica de acero al cromo-níquel en agua a 30 °C con una velocidad de agitación de 0.3 m/s [13].

b) *Enfriamiento en presencia de burbujas (Etapa B)*, en esta etapa se tiene la mayor rapidez de transferencia de calor. Inicia cuando el líquido entra en contacto con la pieza (lo que se conoce como “re-mojado”), provocando que la capa de vapor se colapse.

El calor se transfiere rápidamente durante esta etapa debido a que éste se remueve como calor de vaporización; el líquido de enfriamiento se reemplaza continuamente por la nucleación, crecimiento y separación de burbujas. El tamaño y la forma de las burbujas de vapor controlan la duración de la etapa B, además de la rapidez de enfriamiento producida dentro de ésta [9]. El punto de ebullición del medio de temple determina el término de esta etapa.

c) *Enfriamiento por convección sin ebullición (Etapa C)*, esta etapa comienza cuando la temperatura de la superficie no hace posible la ebullición, por lo que ésta cesa y la superficie de la pieza entra en contacto completamente con el medio de enfriamiento en estado líquido. Esta etapa de enfriamiento se lleva a cabo por los mecanismos de conducción y convección [9].

2.4 Frente de mojado

Para el caso de temple en agua, los fenómenos de ebullición locales son función del tiempo y la posición a lo largo de la probeta [14]. Este comportamiento genera un frente de mojado, que se define como la frontera móvil que separa a la película de vapor de la zona de burbujas, es decir, la transición entre la etapa A y la B. En la Figura 2.2 se muestra la relación entre las zonas donde ocurren las etapas A, B y C y la distribución espacial del coeficiente de transferencia de calor a lo largo de una probeta de temple durante un temple por inmersión. La cinemática del frente de mojado determina la evolución del campo térmico y microestructural durante un temple y, por lo tanto, debe ser caracterizada cuidadosamente.

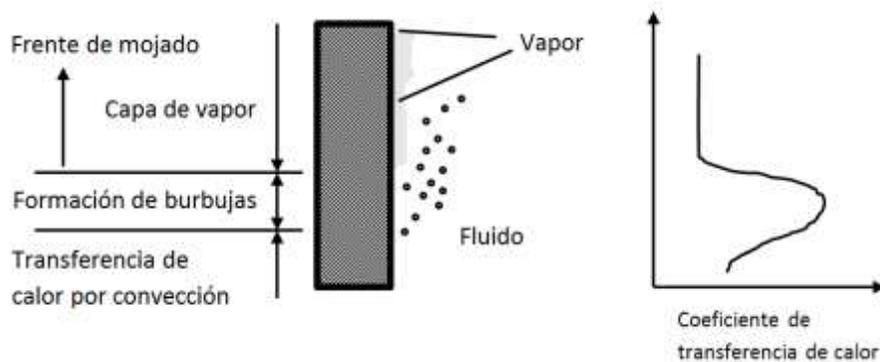


Figura 2.2 Comportamiento del mojado y cambio del coeficiente de transferencia de calor (α) a lo largo de la superficie de una probeta metálica durante un temple por inmersión [15].

Künzel y sus colaboradores [16] investigaron el fenómeno de mojado en superficies cilíndricas de aleaciones Cr-Ni enfriadas súbitamente en agua. Reportaron que la capa de vapor inicia su colapso en la base inferior del cilindro, tal como se muestra en la Figura 2.1, cuando se enfría en un fluido en movimiento. Por otra parte Frerichs y Lübben [17], determinaron la influencia de

la geometría sobre el movimiento del frente de mojado a través de probetas cilíndricas de acero inoxidable con diferentes formas de borde, longitudes y diámetros. Observaron dos frentes de mojado en una misma probeta, para temple en aceite: uno ascendente y otro descendente.

2.5 Métodos de caracterización de medios de temple

En la industria existen varios métodos para el diseño y control de tratamientos térmicos a partir de probetas de geometría simple tales como cilindros, esferas, barras cuadradas, anillos, placas, etc. Conociendo, al menos cualitativamente, los fenómenos que intervienen en el proceso, se han desarrollado pruebas de laboratorio que reproducen algunos de los eventos que controlan a los tratamientos térmicos. Dentro de estas pruebas de laboratorio se encuentran el ensayo Jominy y el análisis de curvas de enfriamiento [18-20], entre otros.

Curvas de enfriamiento

Una curva de enfriamiento muestra la relación entre la temperatura local y el tiempo, durante el enfriamiento de un material. La forma de una curva de enfriamiento es indicativa de los diversos mecanismos de enfriamiento que ocurren durante el proceso de enfriamiento (etapas A, B y C). Las curvas de enfriamiento son relativamente fáciles de obtener experimentalmente usando una probeta instrumentada y un sistema de adquisición de datos [22].

De las determinaciones de las curvas de enfriamiento, es posible calcular la curva de rapidez de enfriamiento (primera derivada de la curva de enfriamiento) en un punto dado como función del tiempo o como función de la temperatura (ver Figura 2.4). Desde luego, la rapidez de enfriamiento está directamente relacionada con las etapas A, B y C referidas anteriormente.

Existen varias normas internacionales que permiten obtener el análisis de historias térmicas durante el temple de probetas metálicas; las más comunes son: ASTM D6200 para temples con fluido estancado [23] y ASTM D6482 para medios de temple con agitación [24].

La principal limitación del análisis de la curva de rapidez de enfriamiento es la poca información que se obtiene para describir la cinética del frente de mojado.

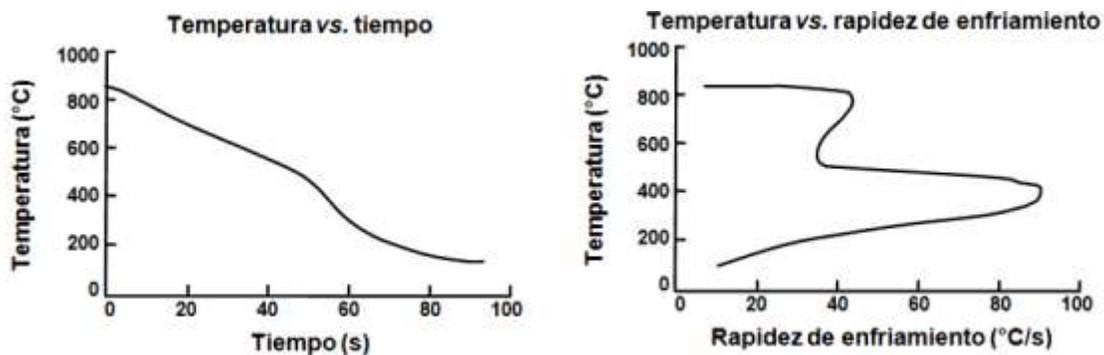


Figura 2.3 Curva de enfriamiento y curva de rapidez de enfriamiento [11].

2.6 Dinámica de fluidos

Para reducir la etapa de enfriamiento en presencia de capa de vapor (Etapa A) es común utilizar dispositivos para agitar al medio de temple en instalaciones industriales [10].

Es por ello que la dinámica de fluidos juega un papel importante en procesos de temple. La dinámica de fluidos es un área de la mecánica de fluidos que se ocupa del estudio del flujo de los fluidos, es decir, se encarga de describir el movimiento de fluidos (gases y líquidos) [25].

El estudio de sistemas en los que la dinámica de fluidos es importante generalmente implica el cálculo de diversos campos, tales como velocidad,

presión, densidad y temperatura, ya sea en estado estacionario o no estacionario.

Una primera aproximación para describir el campo de flujo es suponer un fluido incompresible e isotérmico. Al hacer esta suposición la densidad y la viscosidad se pueden considerar como constantes. Cabe mencionar que, bajo las condiciones de trabajo en esta investigación (que se describirán más adelante) estas suposiciones son válidas. El cálculo de la evolución de los campos de interés se realiza utilizando expresiones matemáticas de conservación del fluido y de conservación de momentum.

Conservación de masa: Cuando no existe una reacción química, la rapidez a la que se acumula materia en un volumen de control es la diferencia entre el flujo de materia que entra y el que sale; matemáticamente esto se expresa como:

$$-\nabla(\rho v) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (2.1)$$

El término del lado izquierdo se denomina como <<divergencia>> de ρv y representa el flujo neto de materia en el elemento estacionario de volumen; el término del lado derecho representa la rapidez de acumulación de materia.

Conservación de momentum (2ª Ley de Newton): Expresa la relación existente entre la presión, los mecanismos de transporte de momentum, y fuerzas de volumen tales como las gravitacionales, presentes en el fluido y se obtiene mediante una ecuación de balance de fuerzas (recuérdese que el flujo de momentum – la derivada del momentum con respecto al tiempo es igual a la fuerza). Para un fluido incompresible bajo condiciones de flujo laminar las ecuaciones que describen el movimiento del fluido son:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -[\nabla * p] - [\nabla * \tau] + \rho g \quad (2.2)$$

El término del lado izquierdo de la igualdad representa la rapidez con la que se acumula la cantidad de momentum; del lado derecho de la ecuación, el primer término representa la fuerza de presión que actúa sobre el elemento, el tercer sumando representa la cantidad de momentum por transporte viscoso y por último un término que corresponde a la fuerza gravitacional que actúa sobre el elemento; todas estas cantidades están expresadas por unidad de volumen y son tensores.

2.6.1 Coeficiente de presión

El coeficiente de presión es un número adimensional que describe la presión relativa a través de un campo de flujo en dinámica de fluidos [26]. Cualquier punto inmerso en el flujo de un fluido tiene su propio y único coeficiente de presión C_p .

El coeficiente de presión es un parámetro muy útil para estudiar el flujo de fluidos incompresibles como el agua, y también en fluidos como el aire cuando fluye a bajas velocidades. El coeficiente de presión se define como:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho \bar{v}^2} \quad (2.3)$$

Donde p es la presión en un punto específico, p_∞ es la presión estática de referencia, ρ es la densidad del fluido y \bar{v} es la velocidad media del fluido.

Un valor de C_p igual a 0 indica la presencia de una región de baja presión donde existe un riesgo alto de presentar un punto de separación de flujo, es decir, que éste deja de seguir el contorno del cuerpo. Un valor de C_p igual a 1 indica que la presión se encuentra en el punto de estancamiento.

Alrededor del cuerpo existen puntos con coeficientes de presión superiores a uno, y otros con valor negativo, pero no existe ningún punto con coeficientes

mayores que 1, ya que la presión máxima se alcanza en el punto de estancamiento.

2.6.2 Separación del fluido

Debido a la presencia de gradientes de presión sobre la superficie de cuerpos sólidos inmersos en un flujo, éste deja de seguir el contorno del cuerpo en un determinado punto llamado punto de separación [27]. Si se considera una delgada capa de fluido adyacente a la pared de un cuerpo y completamente dentro de la capa límite, esta delgada capa es arrastrada por el momentum viscoso del fluido y es retardada por la fricción en la pared. Si la presión es favorable, es decir, si decrece en la dirección del flujo, la delgada capa continuará moviéndose hacia adelante. Pero la velocidad cerca de la pared es pequeña y si la presión crece en la dirección del flujo el momentum del fluido puede ser insuficiente para abrirse paso y esto podría detener completamente el fluido. Es así como el fluido puede despegarse de la superficie del cuerpo.

2.6.3 Turbulencia

Casi todos los flujos con los que se tiene contacto en la vida cotidiana son turbulentos. Algunos de ejemplos típicos son el flujo alrededor de los coches, aviones y edificios. Asimismo, el flujo y la combustión de los motores, tanto en los motores de pistón y turbinas de gas, son altamente turbulentos.

Bajo condiciones de régimen turbulento, el movimiento de un fluido es inestable, siendo la velocidad de naturaleza aleatoria y caótica aún en un mismo punto del sistema. El valor de la velocidad llega a ser variante no sólo en su magnitud, sino también en su dirección; de esta forma, el flujo turbulento se caracteriza por la formación de flujos rotacionales (*eddies*) al interior del flujo. La variación

de la velocidad en un punto bajo régimen turbulento puede visualizarse en la Figura 2.5: la velocidad instantánea fluctúa alrededor de un valor medio local.

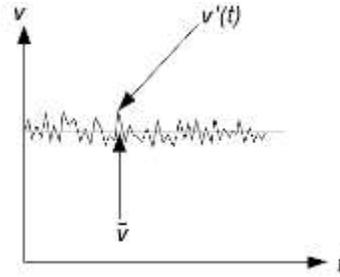


Figura 2.4 Velocidad fluctuante en regímenes turbulentos [28].

La velocidad en un punto (v) puede ser descompuesta en una velocidad promedio \bar{v} y una velocidad fluctuante $v'(t)$.

$$v(t) = \bar{v} + v'(t) \quad (2.4)$$

En donde \bar{v} es la velocidad promedio, que se puede calcular tomando un promedio de tiempo v , en un intervalo de tiempo Δt [28].

$$\bar{v} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{\Delta t} v(t) dt \quad (2.5)$$

La ecuación de balance de momentum obtenida considerando un régimen turbulento es similar a la generada para flujo laminar; sin embargo, contiene componentes adicionales denominados *Esfuerzos de Reynolds*. Entonces, la ecuación en presencia de flujo turbulento es:

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = -\nabla \bar{P} - [\nabla \bar{\tau}_L] - [\nabla \bar{\tau}_T] + \rho \vec{g} \quad (2.6)$$

Comparando la ecuación 2.6 con la ecuación 2.2 se observa que las ecuaciones son similares, salvo que los componentes ahora están relacionados con las fluctuaciones de velocidad turbulenta.

2.6.4 Número de Reynolds

El número de Reynolds (Re) es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido. El número de Reynolds compara el transporte convectivo y el transporte viscoso. Su definición, en términos de variables del sistema es:

$$Re = \frac{\rho v L_c}{\mu} \quad (2.7)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, v es la velocidad del fluido, L_c es una longitud característica del sistema y μ la viscosidad cinemática del fluido.

El flujo turbulento ocurre con un alto número de Reynolds. Por ejemplo, la transición a un flujo turbulento en ductos se produce cuando $Re_D = 2,100$ y en la capa límite con un $Re_x = 500,000$.

2.7 Dinámica de fluidos computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional (*CFD* por sus siglas en inglés) es una herramienta numérica que permite sustituir a los sistemas de *PDE* (ecuaciones diferenciales parciales) que describen a las leyes de conservación por un conjunto de ecuaciones algebraicas que pueden ser resueltas usando una computadora.

La técnica es muy poderosa y se extiende a una amplia gama de áreas de aplicaciones industriales y no industriales. Algunos ejemplos son: [29]

- En aerodinámica, en el diseño de aeronaves y vehículos.
- Meteorología: predicción meteorológica.
- Ingeniería ambiental (contaminación del aire, transporte de contaminantes).
- Combustión en los motores de automóviles y otros sistemas de propulsión.

- Dinámica de fluidos en hornos, intercambiadores de calor, reactores químicos, etc.
- Procesos en el cuerpo humano (el flujo de sangre, la respiración).

2.7.1 Funcionamiento de un código CFD

En una simulación *CFD* se divide el dominio espacial en pequeños elementos de volumen finito, en los que las ecuaciones gobernantes se resuelven numéricamente. Dado que la mayoría de los flujos son turbulentos, se emplean modelos de turbulencia para ajustar dicho comportamiento del fluido.

Sin embargo, su uso para la simulación del flujo de fluidos en tanques de temple ha sido menos extendido que en otras áreas de la metalurgia (como los procesos del distribuidor de colada continua (*tundish*) o las ollas de refinación secundaria). El gran desarrollo tecnológico de las herramientas computacionales ha impulsado favorablemente el uso de *CFD*, que en otros tiempos hubiese sido impensable [28].

2.7.2 Pre-procesamiento

En esta primera etapa se define el tipo de problema que se desea resolver. Para ello es necesario caracterizar apropiadamente al flujo; si se trata de un flujo laminar o turbulento, en estado estable o inestable. Se definen las propiedades del fluido y se establecen los fenómenos físicos que causan el movimiento del mismo.

Además se define el dominio de cálculo para resolver el problema, la geometría del sistema, la condición de simetría y las direcciones predominantes del flujo (1D/2D/3D), así como las condiciones de frontera y condición inicial correspondientes [30].

2.7.3 Procesamiento

En esta etapa se ejecutan los algoritmos para, a través de números y reglas matemáticas simples, resolver el problema matemático. Dentro de los métodos numéricos, existen tres corrientes principales de las técnicas de solución numérica: diferencias finitas, volumen finito y elementos finitos. La mayor parte de los códigos comerciales de *CFD* se basan en el método de volumen finito.

2.7.4 Post-procesamiento

Por último, durante el post-procesamiento, se presentan los resultados de la simulación con el fin de extraer la información deseada del campo de flujo calculado. Los principales paquetes de *CFD* [31, 32] están equipados con novedosas herramientas de visualización de datos que permiten:

- Calcular cantidades derivadas.
- Visualización de los campos de interés (representación de los números como imágenes).
- El análisis sistemático de datos por medio de herramientas estadísticas.

3 Procedimiento experimental

En este capítulo se describe la metodología desarrollada para generar evidencia experimental que sirvió para validar los resultados de las simulaciones computacionales.

El trabajo experimental fue diseñado para: 1) establecer la respuesta de la cinta de celofán como una función de la temperatura del agua (Grupo de experimentos I) y 2) trazar una línea de corriente alrededor de las probetas (Grupo de experimentos II).

3.1 Dispositivo experimental

El equipo experimental, mostrado esquemáticamente en las Figuras 3.1 y 3.2, funciona con una bomba de $\frac{1}{4}$ HP que impulsa agua (contenida en un tanque) a través de un circuito de tuberías con un flujo volumínico regulado mediante un rotámetro (Blue White, modelo F429, escala: 0-100 L/min) y que alimenta un tubo de acrílico de 45 mm de diámetro interno. Después de circular alrededor de la probeta, el agua se vierte en un recipiente secundario que captura el exceso de agua y lo recircula al depósito principal. Para evitar la distorsión visual provocada por la curvatura del tubo, éste se colocó concéntricamente en un tanque de vidrio de 9 cm x 9 cm x 90 cm. El tanque de vidrio estaba lleno con agua para reducir el índice de refracción que se tiene entre el aire y el agua.

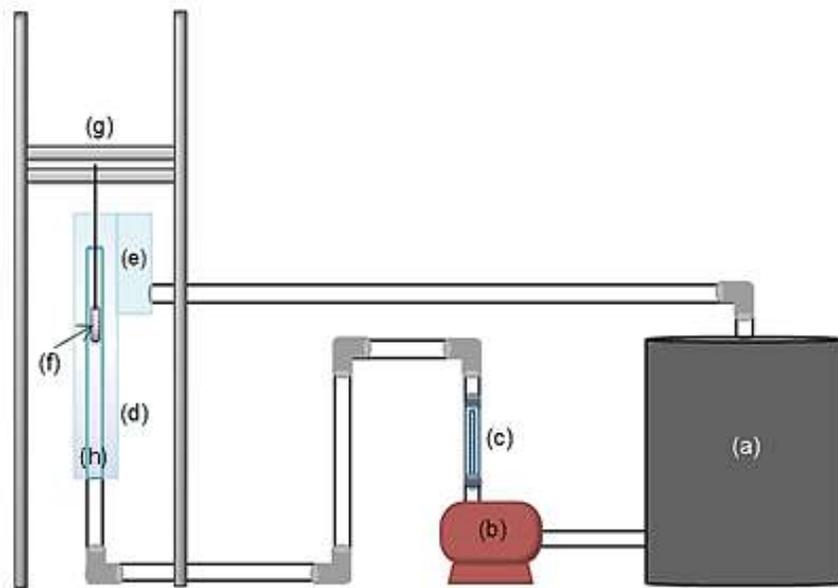


Figura 3.1 Representación esquemática del dispositivo experimental: (a) depósito de agua, (b) bomba, (c) rotámetro, (d) tanque de vidrio, (e) depósito secundario, (f) probeta, (g) soporte de la probeta y (h) tubo de acrílico.



Figura 3.2 Fotografía del dispositivo experimental utilizado en este estudio.

Para calentar el agua a la temperatura de operación se empleó un calentador por inmersión que en su interior contiene una resistencia eléctrica aislada. El calentador se sumergió en el tanque y el nivel del agua se ajustó para que ésta cubriera toda la superficie de la resistencia. Para controlar el calentamiento la resistencia se conectó a un controlador de temperatura que cuenta con un termopar que monitorea la temperatura del tanque.

Los experimentos se videograbaron con una cámara digital (Sony, modelo DSC-H9) que se colocó frente a la posición de inmersión de la probeta a unos 40 cm de la pared externa del tubo; los videos fueron grabados con una resolución de 640 X 480 píxeles. En todos los experimentos se buscó que el campo de velocidad alrededor de la superficie de la probeta fuera lo más reproducible posible.

3.2 Experimentos para caracterizar la respuesta de la cinta de celofán al cambio de temperatura del agua

Para el primer grupo de experimentos, se colocó un sujetador de acero en forma de “clip” de 10 cm de largo por 1,3 cm de ancho y 0,5 cm de espesor (ver Figura 3.3) sobre la pared del tubo de acrílico. En la base de esta pieza de acero se fijó una cinta de celofán con un adhesivo comercial.



Figura 3.3 Fotografía del sujetador de acero para realizar los experimentos destinados a determinar el efecto de la temperatura en el comportamiento de la cinta de celofán.

Se realizaron algunas pruebas preliminares para revisar el funcionamiento del sistema; con esto se descartó la posible presencia de fugas. También se determinó la posición tanto de la cámara como de la iluminación para obtener una mejor calidad en las videograbaciones.

Los experimentos realizados en esta primera parte, enfocados a determinar la respuesta de la cinta de celofán como una función de la temperatura del agua, se resumen en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Condiciones de operación para los experimentos del Grupo I.

Temperatura del agua [°C]	Velocidad promedio del agua en el tubo [m/s]
20	0.2, 0.3, 0.4 y 0.5
30	0.2, 0.3, 0.4 y 0.5
40	0.2, 0.3, 0.4 y 0.5
50	0.2, 0.3, 0.4 y 0.5
60	0.2, 0.3, 0.4 y 0.5
70	0.2, 0.3, 0.4 y 0.5

3.3 Experimentos para visualizar el patrón de flujo en la vecindad de las probetas de temple

Para las probetas del Grupo II se utilizaron: 1) la probeta de base plana dado que es la geometría que se utiliza con mayor frecuencia en estudios de curvas de enfriamiento; 2) la probeta cilíndrica con base semiesférica estudiada por Narazaki [33]; 3) la probeta cilíndrica de base biselada (chaflán) utilizada por Frerichs y Lübben [17]; y 4) la probeta cilíndrica de base cónica propuesta por Vergara-Hernández y Hernández-Morales [34].

Las probetas se fabricaron de acero inoxidable AISI 304 con un diámetro de 12.7 mm. Las dimensiones de las probetas (ver Figura 3.4) se eligieron de tal manera que todas tienen la misma masa y, por lo tanto, el mismo contenido inicial de energía térmica, para un eventual enfriamiento posterior.

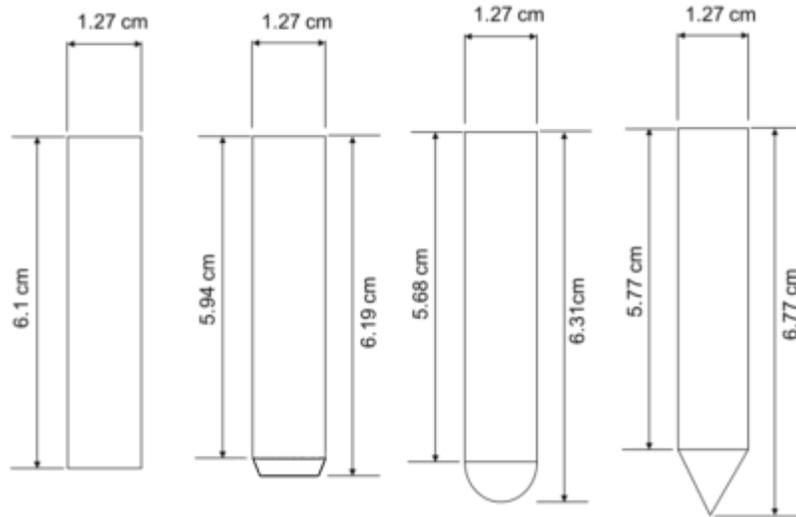


Figura 3.4 Geometrías de las probetas para el segundo grupo de experimentos. De izquierda a derecha: probeta con base plana, biselada, base semiesférica y base cónica.

Este grupo de experimentos se realizaron colocando cada una de las probetas concéntricamente al interior del tubo de acrílico a una altura de 10 cm desde la parte superior del mismo; la sujeción de la probeta se realizó mediante un cople que se une a una lanza guía de acero; esta a su vez esta sujeta a un cabezal móvil que se desliza a través de rieles colocados sobre la estructura de soporte (ver inciso g en la Figura 3.1, página 22); este sistema permite desplazar la probeta en varias direcciones para poder ajustar la posición y la altura al interior del tubo de acrílico.

Los experimentos realizados en esta segunda parte, enfocados a caracterizar las condiciones hidrodinámicas en la vecindad de la base de las probetas, se resumen en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Condiciones de operación para los experimentos del Grupo II.

Geometría de la base de la probeta	Velocidad promedio del agua en el tubo [m/s]	Número de Reynolds [Re]
Plana	20	8957
	40	17913
	60	26870
Biselada	20	8957
	40	17913
	60	26870
Semiesférica	20	8957
	40	17913
	60	26870
Cónica	20	8957
	40	17913
	60	26870

4 Modelo Matemático

En este capítulo se describe al modelo matemático utilizado para la simulación computacional de la respuesta del sistema. Se incluyen: los objetivos de cálculo, la descripción del problema, las ecuaciones gobernantes del sistema y el planteamiento de la resolución del modelo matemático; esta última se realizó con el *software* comercial ANSYS FLUENT v.13, paquete enfocado a la simulación de flujo de fluidos, transferencia de masa y energía.

4.1 Objetivos de cálculo

Los objetivos de cálculo del modelo matemático son:

- Simular la evolución de los campos de presión y de velocidad en la vecindad de las diversas probetas propuestas en este trabajo, para posteriormente explicar el comportamiento de la probeta durante experimentos en caliente que han sido realizados previamente.
- Además se desea comparar las líneas de corriente obtenidas a partir del campo de velocidad computacional con las observadas experimentalmente, con el fin de validar el modelo matemático.

4.2 Alcance

El sistema se considera isotérmico y la presencia de las cintas de celofán fue ignorada al efectuar las simulaciones, es decir, no se considerará la interacción entre el fluido y las cintas por lo que el único fenómeno a considerar es la transferencia de momentum en condiciones de flujo turbulento.

Además, se considera que se ha alcanzado una condición de flujo cuasi-estacionario.

4.3 Simplificaciones

En lo que respecta al fluido (agua) se considera como un fluido monofásico de viscosidad constante e incompresible, es decir, con densidad constante. Además, se considera que se comporta como un fluido newtoniano.

Se emplea un sistema de coordenadas cilíndrico y se considera que el transporte de momentum se lleva a cabo en 2D (no hay componente de velocidad angular), es decir, el dominio de solución es axisimétrico.

Debido a la interacción entre la probeta y el fluido, así como las velocidades consideradas en este trabajo la transferencia de momentum ocurre bajo un régimen de flujo turbulento.

La única fuerza de volumen que se considera activa es la fuerza gravitacional.

4.4 Formulación matemática

Para realizar la descripción de un fluido en movimiento es necesario conocer algunas propiedades del sistema, por ejemplo: su densidad (ρ), presión (P), temperatura (T) y velocidad (v).

En todo sistema a través del cual se mueve un fluido debe existir continuidad o conservación de masa. Una ecuación de continuidad expresa una ley de conservación; en mecánica de fluidos esta conservación se traduce matemáticamente en la *ecuación de continuidad*, que describe la variación de la

masa con el tiempo en un volumen diferencial fijo, en función de los flujos de materia que entran y salen del volumen de control [25].

De forma general la ecuación de continuidad para flujo turbulento de un fluido incompresible se expresa como:

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0 \quad (4.1)$$

Donde ∇ es el operador diferencial nabra y \bar{v} es la velocidad del fluido promediada en el tiempo.

Al igual que la ecuación de continuidad define la conservación de masa en el sistema, la ecuación de momentum define la conservación de la cantidad de movimiento (momentum) del fluido. Esta ecuación se expresa matemáticamente (para un fluido con densidad constante) como:

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = -\nabla * \bar{P} - [\nabla \bar{\tau}_L] - [\nabla \bar{\tau}_T] + \rho \bar{g} \quad (4.2)$$

Donde ρ es la densidad, \bar{v} es el vector de velocidad promedio, t es el tiempo, \bar{P} es la presión promedio, $\bar{\tau}_L$ es el tensor de transporte laminar viscoso, $\bar{\tau}_T$ es el tensor de transporte turbulento viscoso y \bar{g} es la aceleración debida a la fuerza gravitacional. El término de la izquierda de la ecuación anterior es una derivada sustancial, por lo que cuantifica a la variación total del momentum por unidad de volumen; el primer término del lado derecho representa las fuerzas de presión sobre el elemento; el segundo término corresponde a las fuerzas viscosas y el tercer término representa la fuerza gravitacional sobre el elemento; cada uno de estos términos esta dado por unidad de volumen. Todas las cantidades están promediadas en el tiempo.

Las ecuaciones 4.1 y 4.2 establecen que un pequeño elemento diferencial de volumen es acelerado por las fuerzas que actúan sobre él; estas son las fuerzas

viscosas y las fuerzas de presión, referidas al área sobre la que actúan, y las fuerzas externas referidas al volumen del elemento sobre el que actúan, como pueden ser la fuerza de gravedad, la fuerza centrífuga, entre otras [25].

Las simplificaciones consideradas como válidas son:

- Flujo 2D
- Dominio axisimétrico
- Fluido Newtoniano
- Viscosidad constante
- La única fuerza de cuerpo que actúa en el sistema, es la fuerza gravitacional

Considerando el alcance y las suposiciones descritas anteriormente, las ecuaciones turbulentas de continuidad y de momentum que rigen el sistema de interés son:

Continuidad:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\bar{v}_r)}{\partial r} + \frac{\partial\bar{v}_z}{\partial z} = 0 \quad (4.3)$$

Donde \bar{v}_r y \bar{v}_z son las componentes de la velocidad del fluido (\mathbf{v}) en las direcciones espaciales consideradas (r, z). Los términos del lado izquierdo de la ecuación, son usualmente denominados el *término convectivo*, y contabilizan al flujo neto de masa a través de las fronteras del sistema [25].

Conservación de momentum en la dirección r :

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{v}_r)}{\partial t} = & -\frac{\partial\bar{P}}{\partial r} - \left[\frac{\partial(\rho\bar{v}_r\bar{v}_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho\bar{v}_r\bar{v}_z)}{\partial z} \right] - \left[\frac{\partial(\rho v_r'v_r')}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_r'v_z')}{\partial z} \right] \\ & + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(r\bar{v}_r)}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2\bar{v}_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Conservación de momentum en la dirección z:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \bar{v}_z)}{\partial t} = & -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} - \left[\frac{\partial(\rho \bar{v}_r \bar{v}_z)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_z \bar{v}_z)}{\partial z} \right] - \left[\frac{\partial(\rho v_r' v_z')}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_z' v_z')}{\partial z} \right] \\ & + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \bar{v}_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \end{aligned} \quad (4.5)$$

4.4.1 Condiciones de frontera

El dominio computacional representa una sección del sistema cercana a la probeta, tal como se muestra en la Figura 4.1. Los límites del dominio están marcados en la figura con números (del 1 al 8). Nótese que, para mejorar la eficiencia de la solución numérica de las ecuaciones gobernantes, se ha aprovechado la simetría del sistema.

El agua fluye en el dominio a través de la frontera “1” y sale por la parte superior del dominio (frontera “3”).

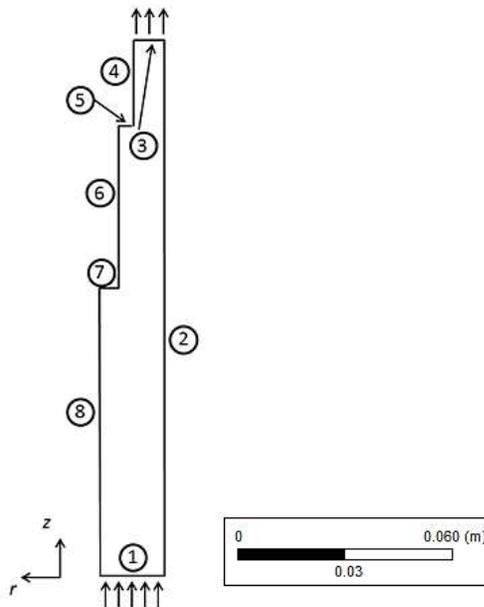


Figura 4.1 Dominio computacional (probeta cilíndrica con base plana).

Para obtener soluciones (campo de velocidad, campo de presión) particulares a las ecuaciones diferenciales gobernantes, es necesario especificar condiciones de frontera para cada una de las superficies que constituyen el dominio del sistema; esto aplica tanto para soluciones analíticas como numéricas.

Para las condiciones de frontera correspondientes a las paredes de sólido (marcados con los números 2, 4, 5, 6 y 7), se aplica una condición de no deslizamiento; matemáticamente se puede expresar como:

$$\bar{v}_r = 0 \quad (4.6)$$

$$\bar{v}_z = 0 \quad (4.7)$$

Dado que en el sistema existe simetría, la condición de frontera en la superficie marcada con el número 8 es:

$$\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial r} = 0 \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} = 0 \quad (4.9)$$

Para la condición de la superficie marcada con el número 1, se considera un perfil de velocidad constante (que puede ser calculado a partir del flujo de agua y el área de sección transversal, y se denomina velocidad de flujo libre):

$$\bar{v}_r = \text{constante} \left(\frac{m}{s} \right) \quad (4.10)$$

El agua fluye fuera del dominio en la frontera número 3; en esta superficie se establece una condición de frontera de presión especificada:

$$\bar{P} = \text{constante} \text{ (m/s)} \quad (4.11)$$

Inicialmente, el dominio está lleno de agua a velocidad cero:

$$\bar{v}_r = \bar{v}_z = 0 \quad (4.12)$$

Para que la formulación matemática tenga cerradura, se emplea el modelo de turbulencia κ - ε (ver Apéndice A).

4.5 Solución del modelo matemático

Aun cuando las ecuaciones se simplifican de forma significativa después de considerar el alcance y las suposiciones, la resolución analítica sigue siendo compleja, ante lo cual el uso de métodos numéricos para resolver problemas de flujo de fluidos complejos, y más aún, de paquetes integrales de simulación de mecánica de fluidos, está justificado en pro de una resolución rápida de los problemas y de la toma de decisiones pertinente a los objetivos de cálculo en Ingeniería.

El método más utilizado para resolver problemas de dinámica de fluidos es el método de volumen finito; este método transforma las ecuaciones diferenciales parciales en ecuaciones algebraicas y las evalúa en posiciones discretas en una geometría de malla; para ello se integra la ecuación diferencial original sobre un volumen finito, es decir, un trozo de intervalo (1D), superficie (2D) o volumen (3D) cuya forma concreta depende de la malla y del sistema coordenado que se esté empleando.

4.5.1 Dominio de la solución numérica: creación de la geometría

Se seleccionó un dominio 2D con flujo axi-simétrico que considera el comportamiento de la dinámica de fluidos de un líquido newtoniano, isotérmico,

de densidad y viscosidad constantes, que circula en el interior de un ducto vertical de 45 mm de diámetro en estado estacionario. Se tomó una sección vertical de 100 mm de longitud, que contiene a la probeta y el cople que la sujeta al soporte. Dentro del ducto, el agua circula en contra de la fuerza de gravedad e impacta a una probeta, de 12.7 mm de diámetro, que se localiza concéntricamente con respecto al tubo; la geometría de la base de las probetas se mostró en la Figura 3.4. A su vez, la probeta metálica esta sujeta con un cople tal y como se muestra en la Figura 4.2. Se aprovechó la simetría del sistema.

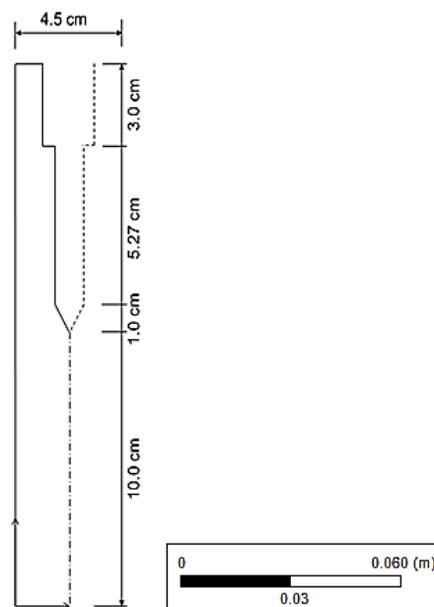


Figura 4.2 Dominio computacional para la simulación del flujo de agua en presencia de una probeta cilíndrica de base cónica.

La región delimitada en la Figura 4.2 es el dominio (de acuerdo al alcance del modelo) para la resolución de las ecuaciones turbulentas de Navier–Stokes. El paquete *ANSYS-FLUENT* requirió especificar de un dominio en coordenadas cilíndricas delimitado por fronteras, ya sean éstas paredes, entradas o salidas (de velocidad, masa o presión). Para ello se debe crear la geometría; en

particular para esta tarea se utilizó el *software* comercial *Gambit 2.4.6* (ver Apéndice B).

A continuación se muestra una imagen donde se observa el dominio computacional creado en el ambiente *Gambit 2.4*.

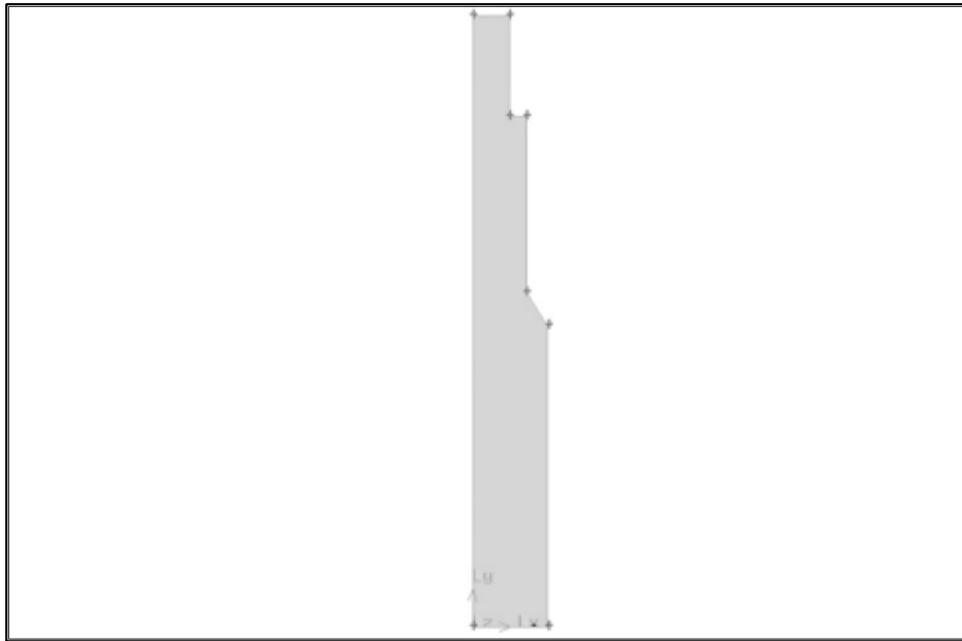


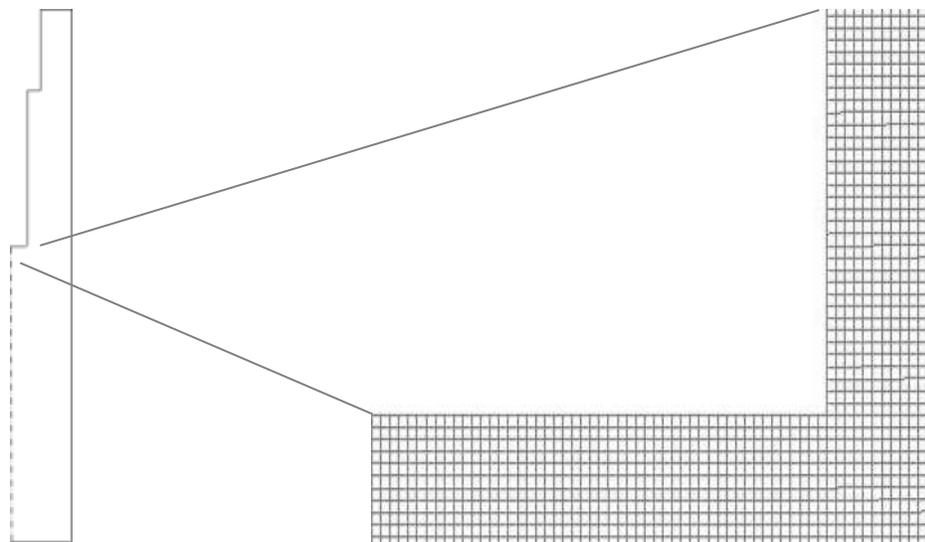
Figura 4.3 Geometría creada en el ambiente *Gambit 2.4* para el dominio computacional de probeta de base cónica.

4.5.2 Discretización del dominio

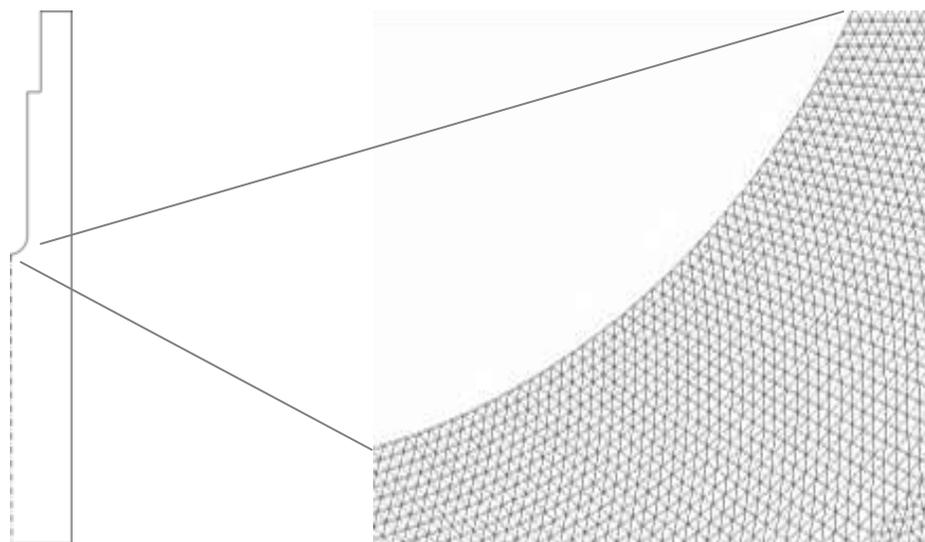
Debido a que la solución del campo de velocidad en el sistema es discreta, dentro del dominio (ver Figura 4.3) se establecieron elementos delimitados por nodos, en los cuales se especificará el valor de la solución; a este proceso se le denomina mallado, y también es posible hacerlo dentro del ambiente gráfico de *Gambit 2.4*.

Existen diferentes tipos de mallados, que deben seleccionarse en función de los requerimientos del estudio. Para este estudio en particular, la geometría se discretizó utilizando elementos cuadrados para las probetas con geometría de

base plana, biselada y cónica; para la geometría semiesférica se emplearon elementos triangulares tal como se muestra en la Figura 4.4.



(a)



(b)

Figura 4.4 Detalle de la discretización espacial para dos de las geometrías estudiadas: (a) base plana: 216,251 celdas en total (celdas cuadradas regulares) y (b) base semiesférica: 205,286 celdas en total (celdas triangulares).

En la Tabla 4.1 se muestra el número de celdas que se emplearon para cada geometría estudiada.

Tabla 4.1 Número de celdas consideradas en la simulación de CFD para cada geometría de la base.

Probetas cilíndricas con diversas geometría	Número de celdas en la simulación de CFD:
Plana	216,251
Biselada	220,168
Semiesférica	205,286
Cónica	244,555

Adicionalmente, el método de volumen finito implementado en el código comercial ANSYS FLUENT v 13 requiere de los valores para la energía cinética turbulenta y su disipación a la entrada que se muestran en la Tabla 4.2. El cálculo se detalla en el Apéndice A.

Tabla 4.2 Valores de entrada de los parámetros usados en las simulaciones.

Flujo de agua (L/min)	Velocidad (m/s)	κ (m²/s²)	ε (m²/s³)
20	0.2	15.78×10^{-5}	10.39×10^{-5}
40	0.4	53.107×10^{-5}	63.84×10^{-5}
60	0.6	10.79×10^{-4}	18.50×10^{-4}

Para la ejecución del método numérico (volumen finito) que resuelve las ecuaciones gobernantes del modelo matemático se requiere: 1) establecer una estrategia para generar una primera aproximación de los campos de interés, 2) definir el acoplamiento entre los campos de presión y velocidad (ecuaciones de corrección para la presión); 3) definir el tipo de discretización para los campos de interés; 4) definir a los criterios de convergencia y 5) definir a los factores de relajación.

Debido a que se está resolviendo un problema en estado estacionario, cualquier método numérico de solución de ecuaciones diferenciales parciales genera un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas, que se resuelven iterativamente. Es por ello que es importante definir una estrategia adecuada para generar los valores del campo que se utilizarán para la primera iteración. En este trabajo, se partió de un campo de velocidad igual a cero en todo el dominio (es decir, un fluido quieto) para resolver en primera instancia el sistema considerando flujo laminar. La solución laminar ya convergida se utilizó, entonces, como primera iteración para la solución del sistema considerando flujo turbulento. De esta manera se tiene un buen primer estimado del campo de presiones lo cual optimiza la convergencia del método numérico.

Los campos de presión y de velocidad están acoplados, es decir, el campo de velocidad afecta al campo de presión y viceversa. El acoplamiento se resolvió utilizando el método SIMPLE [28], con lo que se generan ecuaciones que permiten actualizar (corregir) los valores del campo de presión.

Existen diversas metodologías para discretizar a las ecuaciones diferenciales gobernantes, con lo que se obtienen diversos sistemas de ecuaciones algebraicas simultáneas. En un problema de dinámica de fluidos, el campo de presión juega un papel importante pero no tiene una ecuación gobernante; aun así, se requiere discretizarlo. En la solución del problema bajo estudio se utilizó la discretización *standard* para el gradiente de presión y discretización *first order*

upwind para los campos de momentum, de energía cinética turbulenta (κ) y de disipación de la energía cinética turbulenta (ϵ) [28].

Mientras resuelve las ecuaciones de forma iterativa, *FLUENT* va mostrando en pantalla un valor residual asociado a cada ecuación gobernante que está resolviendo (ver Figura 4.5). Para detener las iteraciones de las ecuaciones de conservación (masa, momentum, energía cinética turbulenta y disipación de la energía cinética turbulenta) se utilizó un valor único del criterio de convergencia: 1×10^{-3} . Este valor es propuesto por *default* en *FLUENT* y requiere que el residual “escalado” alcance un valor con un orden de magnitud de 10^{-3} .

El residual esta definido de la siguiente forma:

Después de discretización, la ecuación de conservación para una variable general φ en un nodo P se escribe matemáticamente como:

$$a_P \varphi_P = \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b \quad (4.13)$$

Donde:

a_P , es el coeficiente del nodo P

a_{nb} , es el coeficiente de los nodos vecinos

b , es la contribución del término de generación.

El residual R^φ calculado por *FLUENT* para la ecuación anterior aplicado a todas las celdas consideradas se conoce como residual "no escalado" y es de la forma:

$$R^\varphi = \sum_{celdas P} \left| \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b - a_P \varphi_P \right| \quad (4.14)$$

En general, es más complicado examinar la convergencia basándose en el residual no escalado, por lo que *FLUENT* escala el residual empleando un factor representativo del flujo a través del dominio, este residual “escalado” se define como:

$$R^C = \frac{\sum_{celdas P} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_P \phi_P|}{\sum_{celdas P} |a_P \phi_P|} \quad (4.15)$$

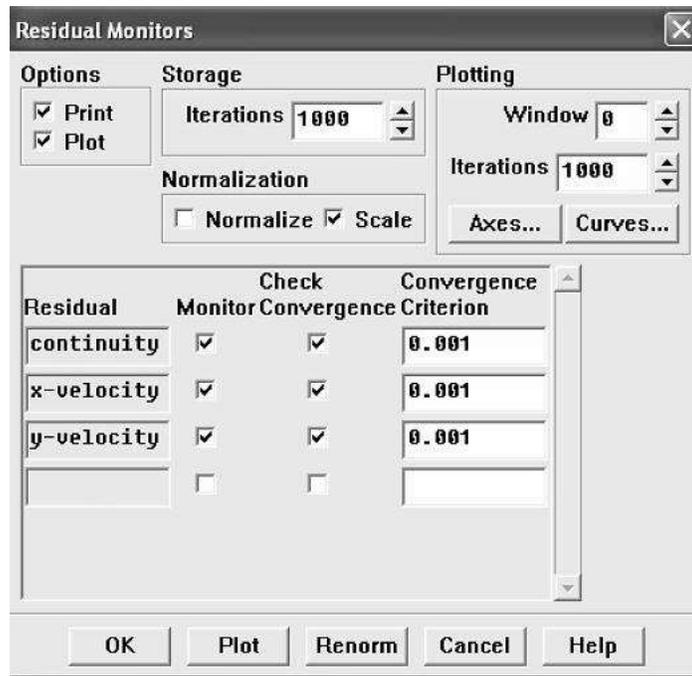


Figura 4.5 Interfaz para monitorear los residuales en *FLUENT* v.13

Para tener un algoritmo más eficiente, es práctica común utilizar factores de relajación en cada iteración (los factores son establecidos por *default* en *FLUENT*). Los factores de relajación aplicados en la solución del problema bajo estudio se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Factores de relajación utilizados en las simulaciones

Presión	Densidad	Fuerza de cuerpo	Momentum
0.3	1.0	1.0	0.7

Energía cinética turbulenta	Disipación de la energía cinética turbulenta	Viscosidad turbulenta
0.8	0.8	1.0

5 Resultados y discusión

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del trabajo experimental y computacional. Tal como se describió en el Capítulo 3, se reportan resultados para dos grupos de experimentos: 1) experimentos para determinar el efecto de la temperatura de trabajo sobre la respuesta de la cinta trazadora y 2) experimentos a la temperatura seleccionada. Para el modelo matemático se muestran resultados de su validación (líneas de corriente) y de su aplicación (campos de: velocidad, presión dinámica, coeficiente de presión y vorticidad).

5.1 Determinación de la temperatura de operación óptima

De las videgrabaciones correspondientes al grupo I de experimentos (realizados para diversas temperaturas del agua y velocidades de flujo) se extrajo una serie de imágenes (ver Figura 5.1). Cada imagen muestra el comportamiento de la cinta de celofán para dos velocidades de flujo (0.20 y 0.60 m/s) y tres temperaturas del agua.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 5.1 Geometría de la cinta de celofán para agua que fluye a: a) 0.2 m/s, 20 °C; b) 0.2 m/s 40 °C; c) 0.2 m/s, 60 °C; d) 0.6 m/s, 20 °C; e) 0.6 m/s, 40 °C; y f) 0.6 m/s, 60 °C.

A pesar de que el aumento de la temperatura provoca que la cinta de celofán reduzca su resistencia mecánica, se debe considerar el efecto que puede provocar el hecho de que la cinta se encuentra adherida al objeto del que se desea trazar la línea de corriente.

El celofán es un polímero flexible, y se esperaba que al incrementar la temperatura del agua se redujera la resistencia mecánica de la cinta de celofán; esta hipótesis resultó ser correcta y dicha reducción de la resistencia mecánica se tradujo en distintas respuestas observadas:

Cuanto mayor es la temperatura del agua, la distancia que existe entre la cinta y la pieza de acero se reduce considerablemente, este efecto se observa claramente si se comparan las imágenes (a) y (c) de la Figura 5.1.

Este comportamiento puede describirse como asintótico e indica que para trazar fielmente una línea de corriente dentro del fluido debe emplearse una temperatura elevada del agua. Es necesario encontrar el valor al cual dicha variable deja de influir significativamente en el comportamiento descrito por los listones. Para ello, en la Figura 5.2 se muestra una secuencia de tres imágenes para una misma velocidad de flujo (0.6 m/s); en cada imagen la temperatura del agua se incrementó en 10°C comenzando a partir de 50°C.

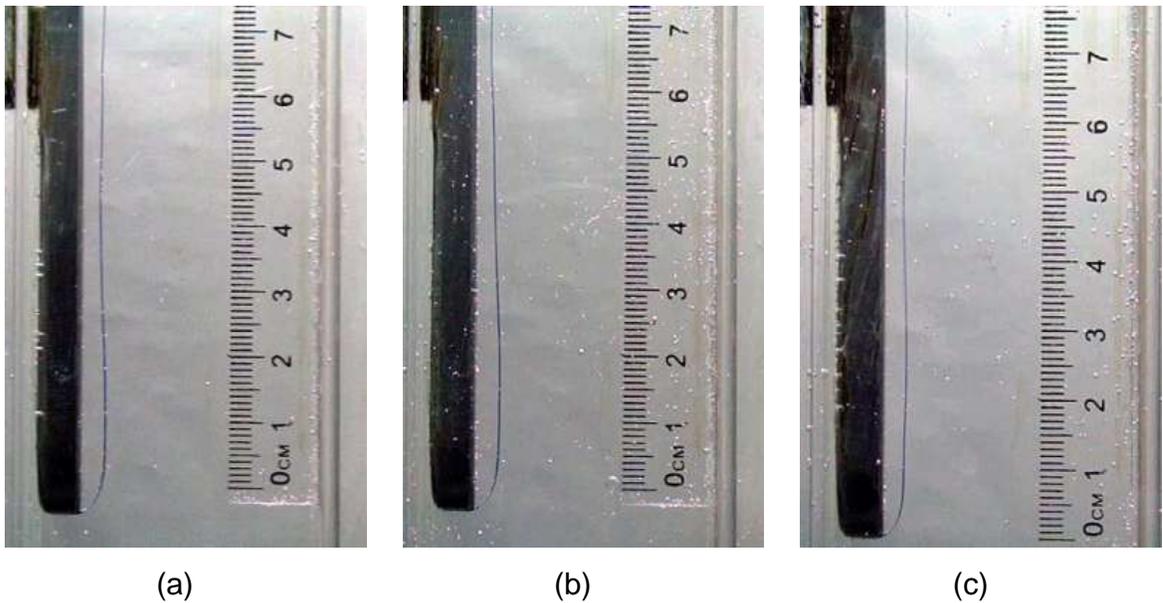


Figura 5.2 Respuesta de la cinta de celofán para agua que fluye a 0.6 m/s: a) 50 °C; b) 60 °C; y c) 70 °C.

Comparando la separación de la cinta con respecto del soporte de acero, para el primer cambio de temperatura de 50 a 60°C se observa que la cinta se encuentra ligeramente alejada en la región cercana a la base donde impacta el fluido. Entre 60 y 70°C el comportamiento de la cinta es muy similar a lo largo de toda la longitud del soporte de acero y no existe una diferencia apreciable entre la respuesta de los listones.

Para evitar problemas de agrietamiento en la tubería de acrílico o en las uniones de los tanques de vidrio provocados por la alta temperatura se decidió realizar el segundo grupo de experimentos con una temperatura del agua de 60°C.

Para entender mejor el efecto de la temperatura sobre la respuesta del celofán, es necesario analizar que ocurre a nivel molecular con el polímero. Las uniones entre las moléculas del polímero consisten en enlaces secundarios (específicamente: dipolo permanente), como en la molécula de agua. Esto permite que incluso a temperatura ambiente las moléculas largas puedan

deslizarse parcialmente entre sí. Dicho movimiento molecular es el responsable de que el celofán sea flexible.

Conforme se incrementa la temperatura, la rigidez del enlace disminuye lo que a nivel macroscópico se traduce como una disminución de la resistencia mecánica del celofán; aumentando así su capacidad de deformarse en respuesta a la fuerza que ejerce el agua en movimiento sobre la cinta.

Por otra parte, respecto al efecto de la velocidad del agua, se observa que una velocidad de flujo elevada también desplaza la cinta hacia la superficie de la pieza de acero. Este comportamiento se aprecia claramente al comparar las imágenes (a) y (f) de la Figura 5.1.

En el Apéndice C se reporta la serie de imágenes con la matriz experimental completa. Es posible observar el efecto que tienen tanto la velocidad de flujo así como la temperatura de trabajo sobre la respuesta mecánica de la cinta de celofán.

5.2 Comportamiento de los listones alrededor de las probetas

Una vez que se determinó la temperatura óptima de trabajo del agua, se realizaron experimentos con las probetas para generar imágenes que sirvan como método de validación del modelo matemático. A continuación se muestra la respuesta de la cinta de celofán para algunas de las geometrías que se estudiaron en este trabajo (probeta de base plana, de base biselada y de base cónica); se reportan imágenes para tres velocidades de flujo de agua (0.2, 0.4 y 0.6 m/s) a una temperatura de 60°C.

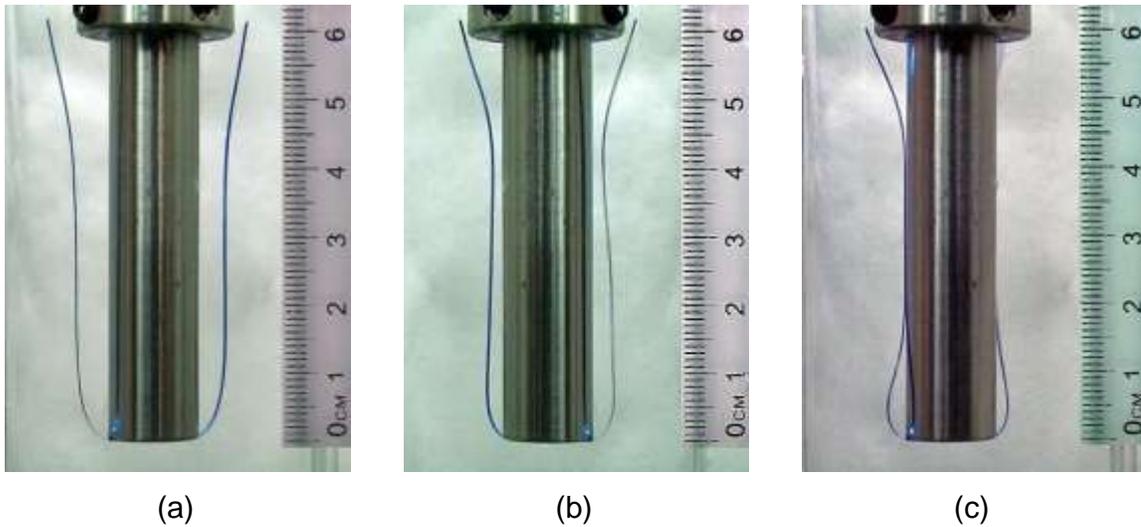


Figura 5.3 Imágenes de listones sujetos a la base de una probeta cilíndrica de base plana. Agua fluyendo a una velocidad de: (a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s.

A la velocidad de flujo más baja los listones de celofán se observan retirados de la superficie lateral de la probeta; cerca de la base, se observa la formación de una curvatura (ver Figura 5.3 (a)); en la parte superior de la imagen las cintas no entran en contacto con el cople.

Cuando la velocidad promedio del fluido es de 0.4 m/s, las cintas casi tocan la superficie lateral de la probeta (ver Figura 5.3 (b)). En la base de la probeta los listones permanecen separados de la superficie del cilindro.

Al utilizar la velocidad máxima del agua, las cintas entran en contacto con la superficie de la probeta en una longitud considerable, así como con el cople en la parte superior. En la videograbación, la oscilación de los listones a lo largo del cilindro se incrementa ligeramente sin alcanzar a mostrar un comportamiento caótico. El hecho de que se hayan observado estas oscilaciones indica que el flujo es turbulento.

En las tres pruebas se observa que en la región cercana a la base de la probeta, la cinta se separa del cuerpo de la misma; esto indica la presencia de

un flujo re-circulatorio que a su vez podría provocar la separación de capa límite.

Estos resultados experimentales cumplen con la descripción del fenómeno de separación de capa límite estudiado y reportado en la literatura [13] para problemas de flujo monofásico alrededor de un cilindro de base plana.

Para la probeta con base biselada (cono truncado) el comportamiento de las cintas cuando el agua fluye a 0.2 m/s es similar al descrito para la probeta de base plana; los listones oscilan en una región alejada de la superficie de la probeta (Ver Figura 5.4 (a)). Cuando el agua fluye a 0.4 m/s, la cinta casi toca la superficie del cilindro; el comportamiento es similar en la zona del cople (Ver Figura 5.4 (b)).

Para la velocidad de 0.6 m/s los listones prácticamente se encuentran paralelos a la superficie de la probeta y en la parte superior tienen un ligero contacto con la superficie de la misma (Ver Figura 5.4 (c)).

En particular en la vecindad de la base, se observa un ensanchamiento en la separación de las cintas conforme se aumenta la velocidad de flujo; si se compara este comportamiento con el descrito por las cintas en la probeta de base plana se observa una reducción significativa en la separación de las cintas, lo que indicaría que el cambio de geometría favorece la reducción o la eventual desaparición de un flujo recirculatorio al interior de las líneas de corriente en la zona cercana a la base de la probeta.

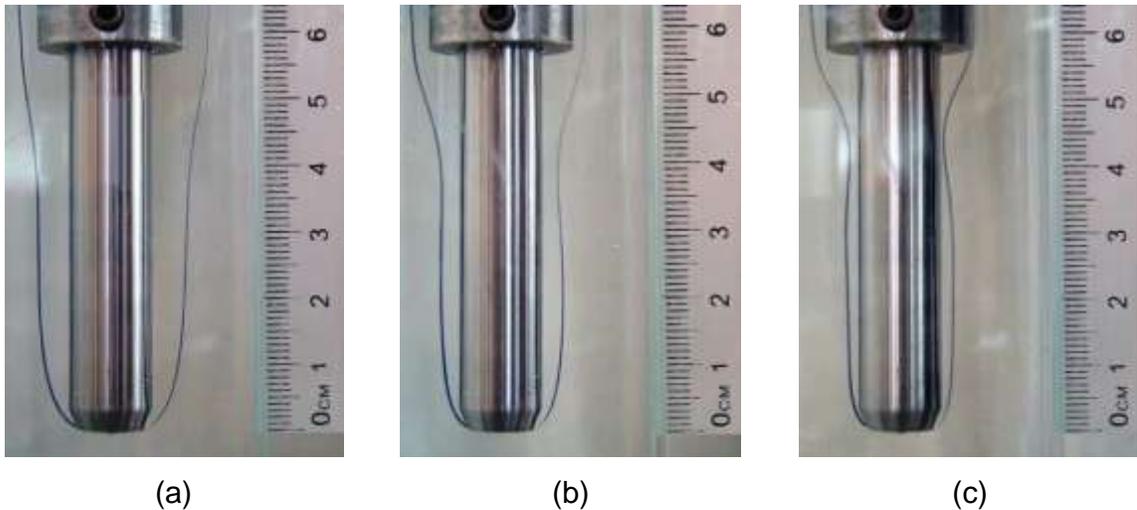


Figura 5.4 Imágenes de listones sujetos a la base de una probeta cilíndrica de base biselada con agua circulando a una velocidad de: (a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s.

La separación de las cintas en la probeta con base cónica sigue la misma tendencia que las geometrías anteriores; las cintas de celofán se separan una menor distancia del cuerpo de la probeta conforme se incrementa la velocidad de flujo.

Sin embargo la distancia entre la probeta y las cintas es mucho menor si se compara con las otras dos geometrías. Esto indica que la base cónica favorece un comportamiento más hidrodinámico del sistema (ver Figura 5.5). Así lo indica la respuesta de los listones para la velocidad de 0.6 m/s, donde ambas cintas están en contacto con la superficie de la probeta y en la parte superior se separan para volverse a unir en el cople (Ver Figura 5.5 (c)).

Cabe señalar que la respuesta de las cintas, en la región cercana a la base no muestra el comportamiento hidrodinámico mostrado en el resto de la probeta.

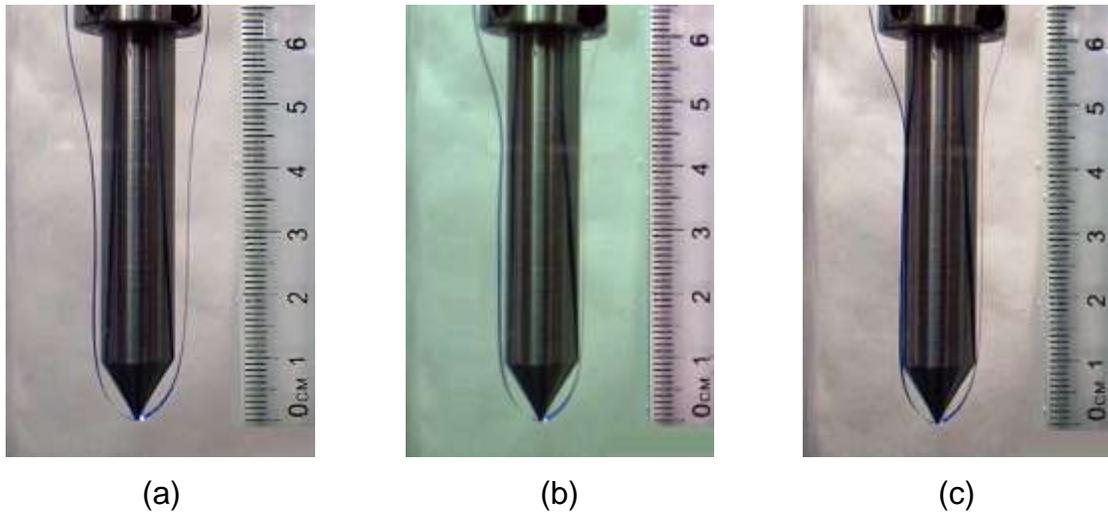


Figura 5.5 Imágenes de listones sujetos a la base de una probeta cilíndrica de base cónica con agua circulando a una velocidad de:(a) 0.2 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s.

Comparando las imágenes para las diversas geometrías se observan similitudes en el comportamiento descrito por las cintas:

La respuesta de los listones en ambos lados de la probeta es muy similar; con esto es posible asegurar que efectivamente el sistema es simétrico, siempre y cuando se controle apropiadamente la sujeción, alineación y posicionamiento de la probeta al interior del tubo de acrílico.

Otra similitud que se observa, se localiza en la esquina donde se une la probeta con el cople; en esta zona la cinta no hace contacto con la cara lateral del cilindro en ninguno de los experimentos realizados.

Mediante un *software* especializado para la edición de imágenes (*Adobe Photoshop v.9*) fue posible extraer de cada fotografía uno de los listones para luego colocarlo virtualmente en una imagen de la probeta para observar el efecto de la velocidad de flujo así como cuantificar la distancia de separación con respecto de la probeta. Las distancias que se reportan a continuación están estimadas con ayuda de la regla anexa en cada una de las imágenes. Cabe mencionar que la regla se fotografió estando inmersa en el agua y con el mismo

acercamiento, por lo que es una escala fidedigna. La imagen compuesta para la probeta de base plana se muestra en la Figura 5.6.

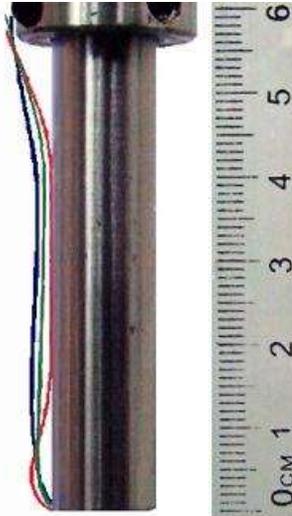


Figura 5.6 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base plana a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s. Agua a 60°C.

En la parte media de la probeta con base biselada (ver Figura 5.7), la cinta de color rojo (0.6 m/s) se encuentra a 1 mm, el listón verde (0.4 m/s) a 3 mm y por último el listón azul (0.2 m/s) a 5 mm de la superficie. Estas longitudes confirman el comportamiento descrito anteriormente: conforme se incrementa la velocidad de flujo los listones oscilan en una región más cercana a la probeta. En la región próxima al bisel la separación de las cintas apenas varía en 1 mm aproximadamente.

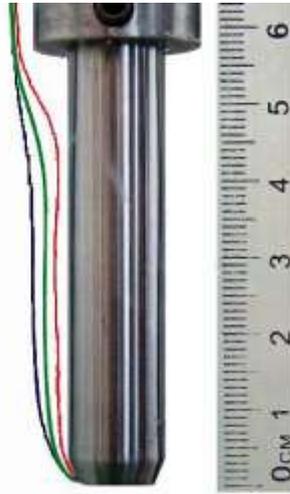


Figura 5.7 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base biselada a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s.

En la probeta con base semiesférica (ver Figura 5.8) los listones están prácticamente paralelos a la cara lateral del cilindro una longitud de 3.5 mm a partir de la base. La distancia de separación entre las cintas es muy pequeña comparada con las otras dos geometrías analizadas (1 mm para los valores de 0.2 y 0.6 m/s) sin embargo se comportan conforme lo esperado.

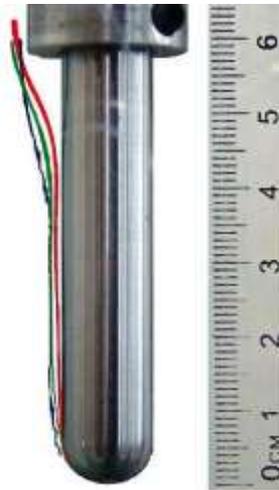


Figura 5.8 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base semiesférica a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s.

Por último, para la probeta con base cónica (ver Figura 5.9)), se observa que las tres cintas tienen la misma distancia de separación desde la base del cono y hasta una altura de 3 cm; a partir de esta longitud los listones verde (0.4 m/s) y azul (0.2m/s) comienzan a mostrar una mayor separación; de 0.5 y 1 mm respectivamente. El listón rojo (0.6 m/s) permanece en contacto con la probeta hasta una altura de 5.5 cm.

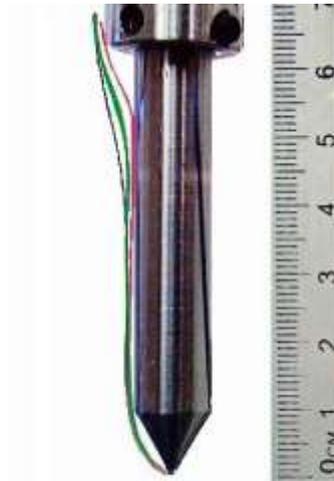


Figura 5.9 Imagen compuesta de la cinta de celofán para una probeta de acero con base cónica a distintas velocidades de flujo: (azul) 0.20 m/s, (verde) 0.40 m/s y (rojo) 0.60 m/s.

5.3 Validación del modelo matemático

Para estudiar con mayor detalle el comportamiento de la capa límite en la base de las probetas se recurrió al uso de la simulación matemática basada en *CFD*. Para poder aplicar el modelo es necesario primero validar los resultados de la simulación.

La validación del modelo matemático se realizó comparando el comportamiento de las líneas de corriente computadas con la geometría de la cinta observada en el experimento realizado en el modelo físico a las condiciones correspondientes.

Para ello se presenta una serie de imágenes compuestas, separadas por el eje de simetría. En un lado de cada una de ellas se muestra el mapa de líneas de corriente computado y en el otro se presenta la imagen de la cinta de celofán.

5.3.1 Probeta de base plana

En la Figura 5.10 se muestran imágenes computadas y observadas para la probeta de base plana. Comparando la respuesta de la cinta de celofán con las líneas de corriente del modelo matemático se aprecia un comportamiento muy similar para las tres velocidades estudiadas. En la Figura 5.10 (a) se observa que a pesar del cambio brusco de dirección en la base de la probeta, las líneas de corriente que representan la dinámica del fluido, no se distorsionan significativamente.

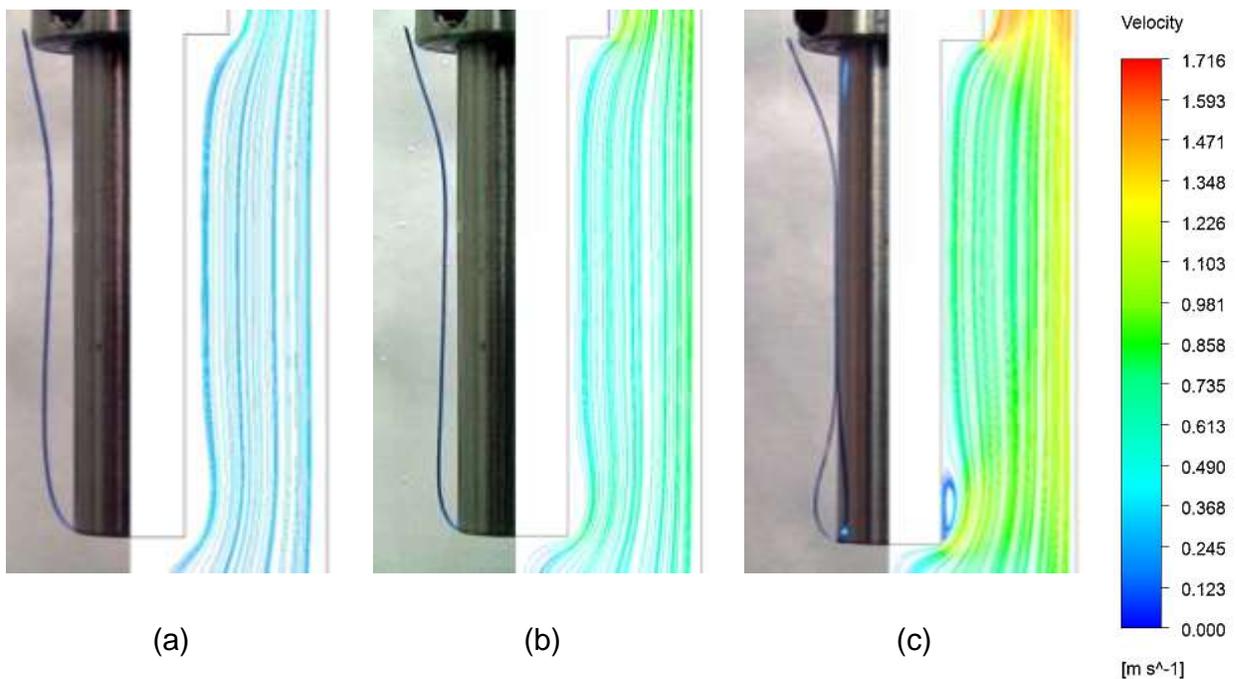


Figura 5.10 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base plana colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente al listón de celofán.

Para la velocidad de 0.6 m/s, las líneas de corriente muestran una mayor distorsión del flujo cerca del vértice de la base. Además se observa que un aumento en la velocidad, desplaza las líneas de corriente hacia la superficie de la probeta (ver Figura 5.10 (c)).

Este efecto se traduce en un aumento considerable del gradiente de velocidad en este punto, mismo que se aprecia claramente con la diferencia de colores en la simulación.

5.3.2 Probeta de base biselada

Con la probeta de base biselada (ver Figura 5.11) no se aprecia una distorsión significativa de las líneas de corriente a lo largo de la longitud de la probeta; esto indica que el cambio de geometría disminuye la severidad del cambio de dirección que sufre el fluido en la base. Asimismo, si se comparan las líneas de corriente con las cintas se verá que el comportamiento es el mismo para los tres casos: alineados con la superficie de la probeta en la parte media y hasta antes de separarse en la unión con el cople.

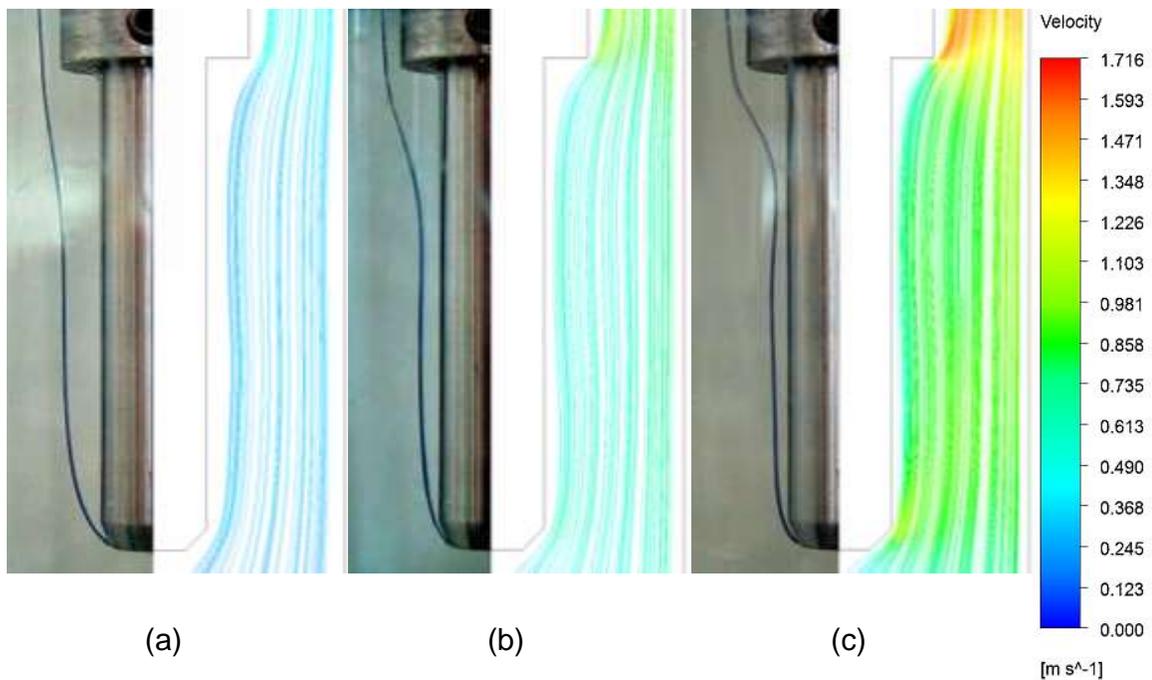


Figura 5.11 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base biselada colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente del listón de celofán.

En la Figura 5.11 (c) se observa que una de las esquinas del bisel provoca separación tanto del celofán como de las líneas de corriente computadas, con respecto de la superficie sólida. Esta separación es menos severa que la observada en la probeta de base plana; esto se debe a que el cambio en el vértice es más suave ya que posee un ángulo de inclinación que reduce este efecto.

En el estudio realizado por Lübben y Frerichs [16] para este tipo de geometría observaron que conforme se incrementa la longitud del bisel, más uniforme es el avance del frente de mojado; esto lo atribuyen a que el movimiento del fluido alrededor de la probeta es más uniforme, lo cual corroboraría con el presente estudio.

Dado que únicamente se trabajó con una longitud de bisel no es posible asegurar si este comportamiento es de naturaleza general, sin embargo hace pensar que si eventualmente el bisel aumenta hasta alcanzar una base cónica el comportamiento del frente de mojado sería más uniforme debido a las condiciones aerodinámicas favorables que tiene una geometría de este tipo.

5.3.3 Probeta de base semiesférica

Para la probeta de base semiesférica (ver Figura 5.12) se observa que para todas las velocidades de flujo, las cintas permanecen prácticamente paralelas a lo largo de toda la cara lateral del cilindro tanto en la simulación como en el modelo físico. En la base se aprecia que las líneas de corriente se separan un poco (ver Figura 5.12 (a)) esto debido a la curvatura de la base, en particular para la velocidad de 0.2 m/s.

Es evidente que esta geometría reduce tanto la presencia de un flujo recirculatorio como el gradiente de velocidad generado en los vértices de la probeta de base plana.

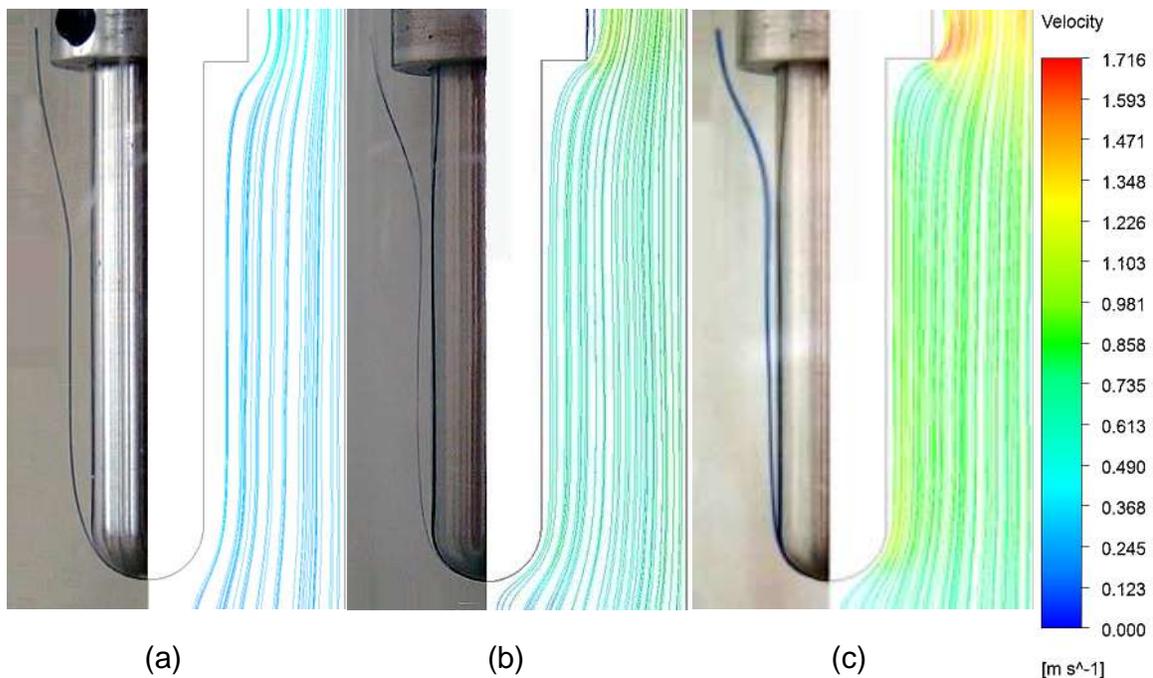


Figura 5.12 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base semiesférica colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente del listón de celofán.

5.3.4 Probeta de base cónica

Para la probeta con base cónica la respuesta de las cintas de celofán difiere un poco del comportamiento obtenido con la simulación (ver Figura 5.13); en particular, la cinta de celofán presenta una curvatura en la base que no se muestra en la imagen de las líneas de corriente simuladas.

Este comportamiento se conserva a pesar del aumento de la velocidad de flujo lo que lleva a pensar que el problema puede estar en el modelo físico y no en la simulación.

La explicación para la respuesta de la cinta de celofán en el caso de la probeta de base cónica, es que la cara lateral del cono se encuentra cerca del punto de

adhesión la cinta, lo que impide que se desplace con libertad; lo anterior representa una limitación al emplear listones como trazadores.

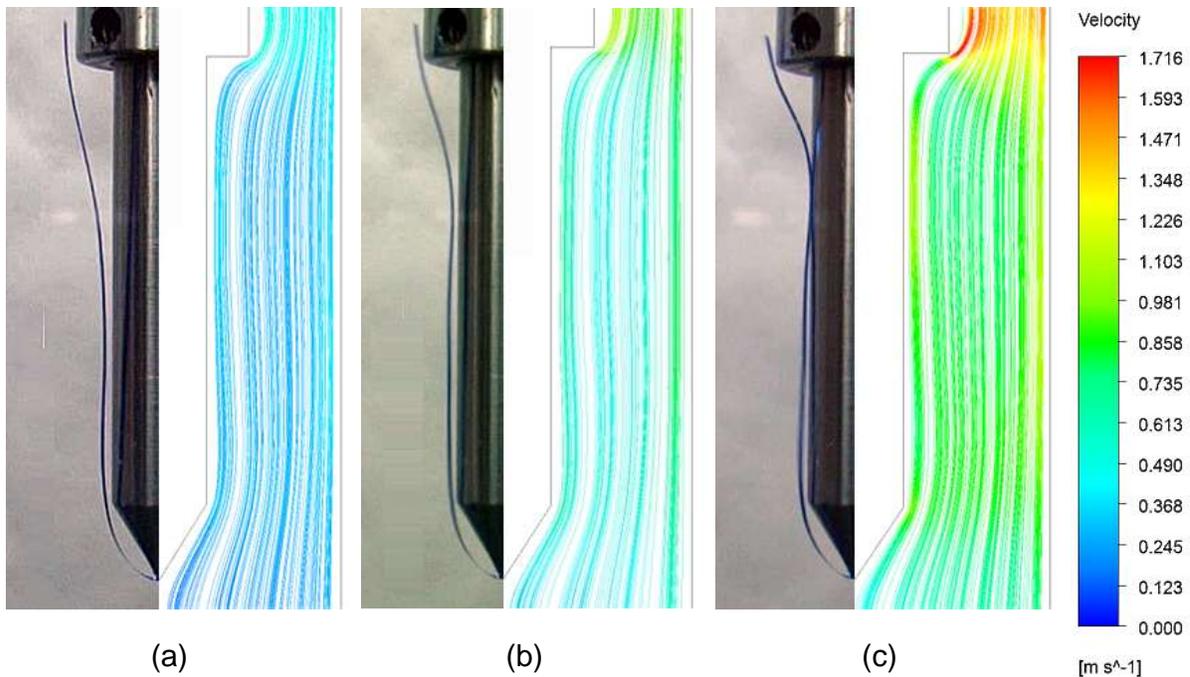


Figura 5.13 Líneas de corriente computadas alrededor de una probeta de base cónica colocada dentro de un ducto en el cual circula agua a 60°C a: (a) 0.20 m/s, (b) 0.4 m/s y (c) 0.6 m/s. Del lado izquierdo se muestra la imagen correspondiente del listón de celofán.

El resultado de la simulación arroja que de las cuatro geometrías, ésta última muestra las líneas de corriente con un comportamiento más hidrodinámico en la región de la base, reduciendo al mínimo los gradientes de velocidad y eliminando la presencia de un flujo recirculatorio.

Comparando las imágenes de las Figuras 5.10, 5.11, 5.12 y 5.13, es posible obtener una par de resultados importantes para esta investigación:

La probeta de base plana produce una región de flujo recirculatorio en la región próxima al vértice, este efecto no se presentó en el resto de las geometrías.

Desde el punto de vista hidrodinámico, la probeta con base cónica presenta una menor distorsión en el patrón de flujo, ya que las líneas de corriente están alineadas con la superficie de la probeta en particular cuando se considera el punto de ataque del fluido.

El modelo matemático reproduce el comportamiento descrito por la cinta de celofán para las tres velocidades de flujo; por lo que puede ser utilizado con confianza para realizar el análisis del campo de presión, vorticidad y coeficiente de presión para cada una de las geometrías.

Para los análisis posteriores solo se presentan los resultados de las simulaciones obtenidos para los valores extremos de velocidad; dado que los cambios en el comportamiento son más evidentes.

5.4 Campo de velocidad

En las Figuras 5.14 y 5.15 se muestra el campo de velocidad computado para las cuatro geometrías y dos velocidades de flujo (0.2 y 0.6 m/s), respectivamente.

En particular, el análisis se centrará en la región alrededor de la base de cada probeta dado que esa es la zona de interés.

Para la velocidad de flujo más baja todas las geometrías presentan un campo de velocidad bastante uniforme, no se observan gradientes de velocidad significativos en la dirección radial.

De las cuatro geometrías estudiadas, la probeta con base plana presenta un cambio brusco en la trayectoria de los vectores en el vértice (ver Figura 5.14 (a)); este cambio provoca que algunos paquetes de fluido tiendan a separarse ligeramente de la superficie. Para el resto de las geometrías este cambio de

dirección es menos severo y prácticamente los vectores no indican una separación del fluido de la superficie de la probeta (ver Figura 5.14 (b) a (d)).

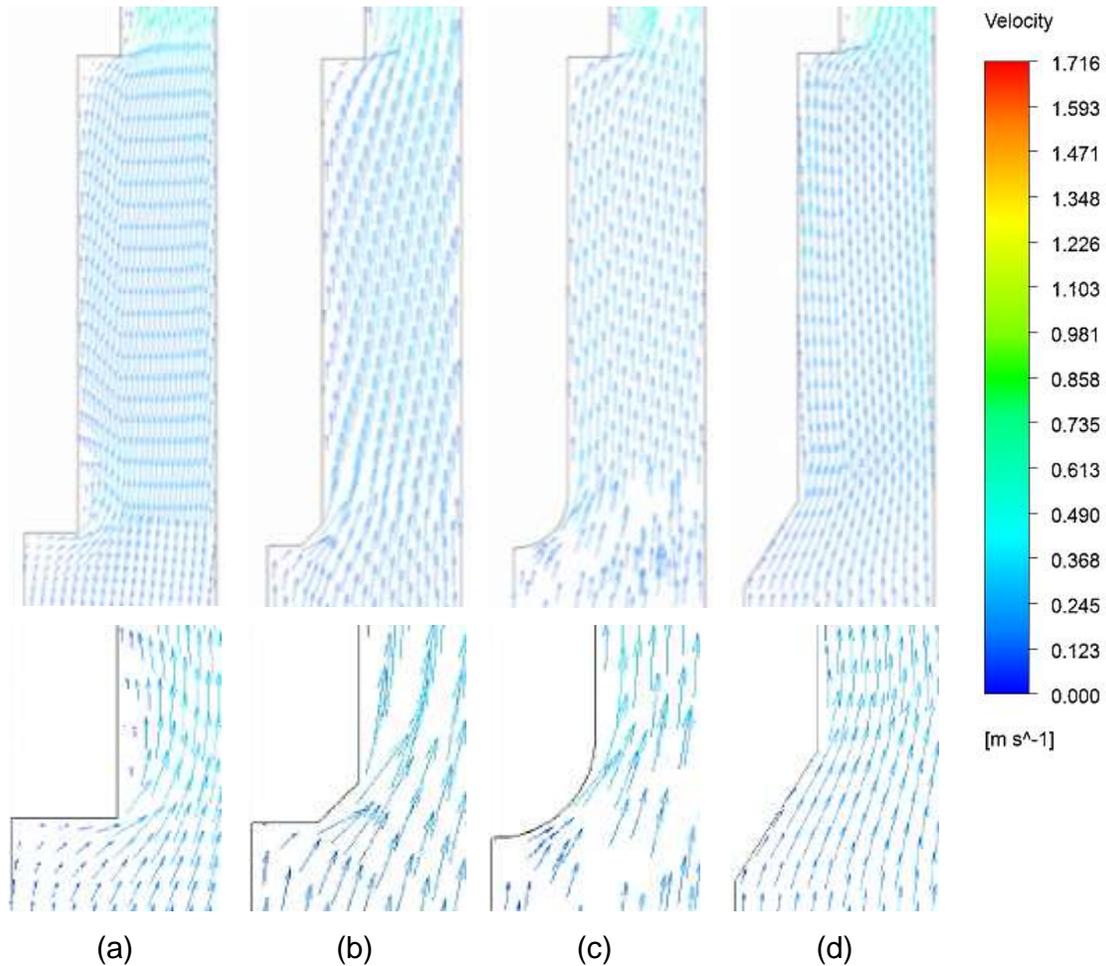


Figura 5.14 Campo de velocidad computado alrededor de las probetas para agua fluyendo a 0.2 m/s: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica. En las imágenes de abajo se muestra un acercamiento de la región cercana a la base de cada probeta.

Cuando el agua fluye a una velocidad de 0.6 m/s se observa la presencia de un gradiente significativo en la dirección radial. Como se puede ver en la Figura 5.15 (a) en la probeta de base plana se detectan zonas de estancamiento: una

en la cara plana de la probeta y una segunda en la esquina donde se une el cople con la probeta, indicando que el fluido se mueve lentamente en comparación a la velocidad de corriente libre antes de impactar a la probeta. Esto se debe a la elevada velocidad del agua que asociada con el cambio brusco de geometría, produce la separación del flujo cerca de las esquinas.

Este comportamiento disminuye con la probeta biselada (Figura 5.15 (b)) y prácticamente desaparece con las probetas base semiesférica y cónica (Figura 5.15 (c) y (d)).

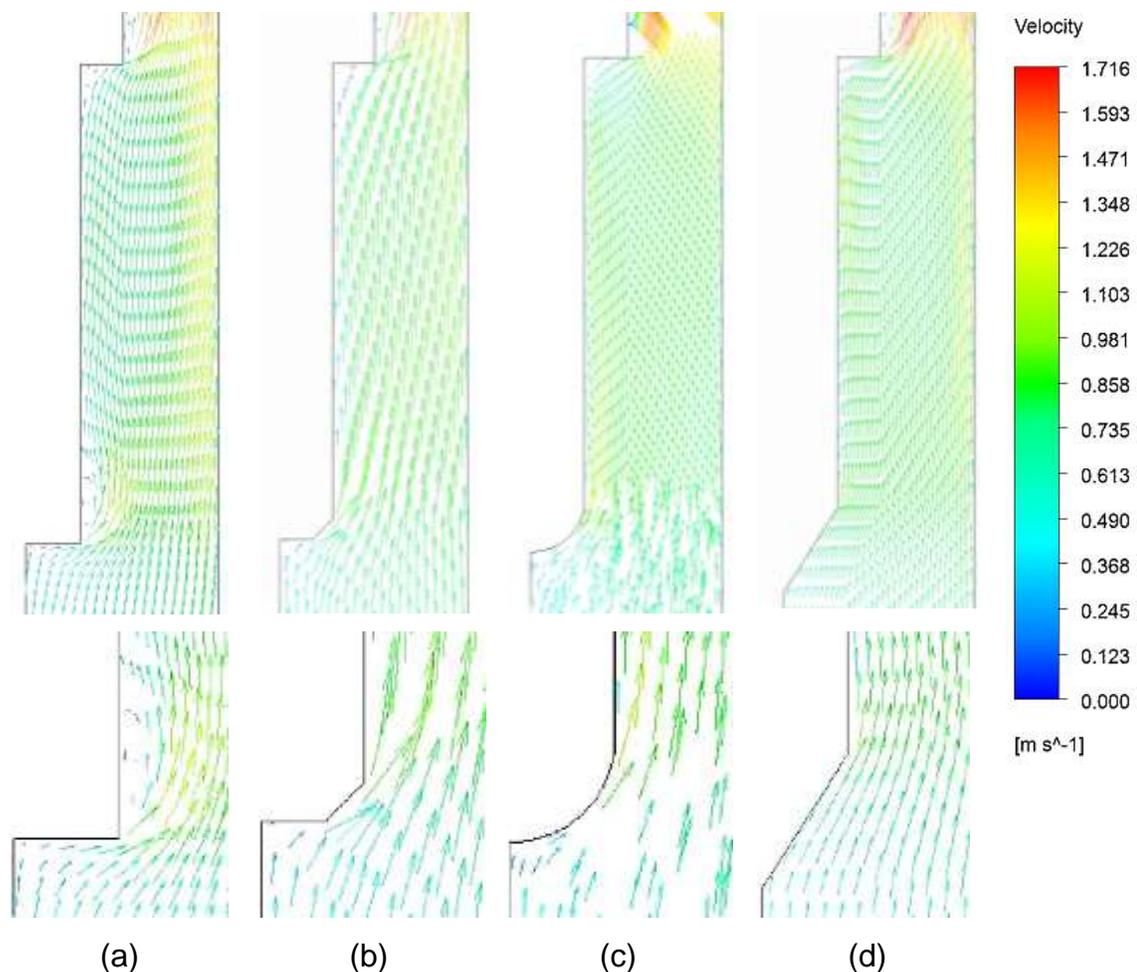


Figura 5.15 Campo de velocidad computado alrededor de las probetas para agua fluyendo a 0.6 m/s: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica. En las imágenes de abajo se muestra un acercamiento de la región cercana a la base de cada probeta.

En todos los casos, el cople que une a la probeta con la lanza guía provoca la reducción del área perpendicular al flujo, lo que genera un aumento de la velocidad en esa región: por esa razón las simulaciones muestran una coloración más intensa en esa zona.

5.5 Campo de presión dinámica

La presión dinámica es uno de los términos de la ecuación de Bernoulli (que garantiza la conservación de la energía mecánica de un fluido en movimiento) y depende tanto de la velocidad como de la densidad del fluido. Matemáticamente se expresa como:

$$q = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (5.1)$$

Donde (en unidades de SI):

q = Presión dinámica (Pascuales)

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3)

v = velocidad del fluido (m/s)

En las parejas de imágenes (misma geometría) de las Figuras 5.16 y 5.17 se observa que las regiones delimitadas por los contornos de presión dinámica son muy similares para las dos velocidades de flujo estudiadas; esto implica que la variación de la velocidad del fluido no impacta en la distribución de los mismos. Sin embargo, si se observa la escala anexa en la figura, se aprecia que los valores de presión dinámica cambian considerablemente hasta en un orden de magnitud. Los valores máximos de presión dinámica son de 152.53 y 1396.17 Pa para una velocidad de flujo libre de 0.20 y 0.60 m/s, respectivamente.

Tanto en la región cercana a la base de las probetas como en la unión cople-probeta el mapeo presenta una coloración azul, indicando una región de presión dinámica con un valor muy cercano a cero. Ahora, retomando los resultados del campo de velocidad, se ve que en estas dos regiones se tienen zonas de estancamiento, mismas donde el fluido se mueve a baja velocidad. Dado que la presión dinámica está estrechamente relacionada con la energía cinética de una partícula de fluido, este movimiento de baja velocidad es el que provoca la caída de la presión dinámica.

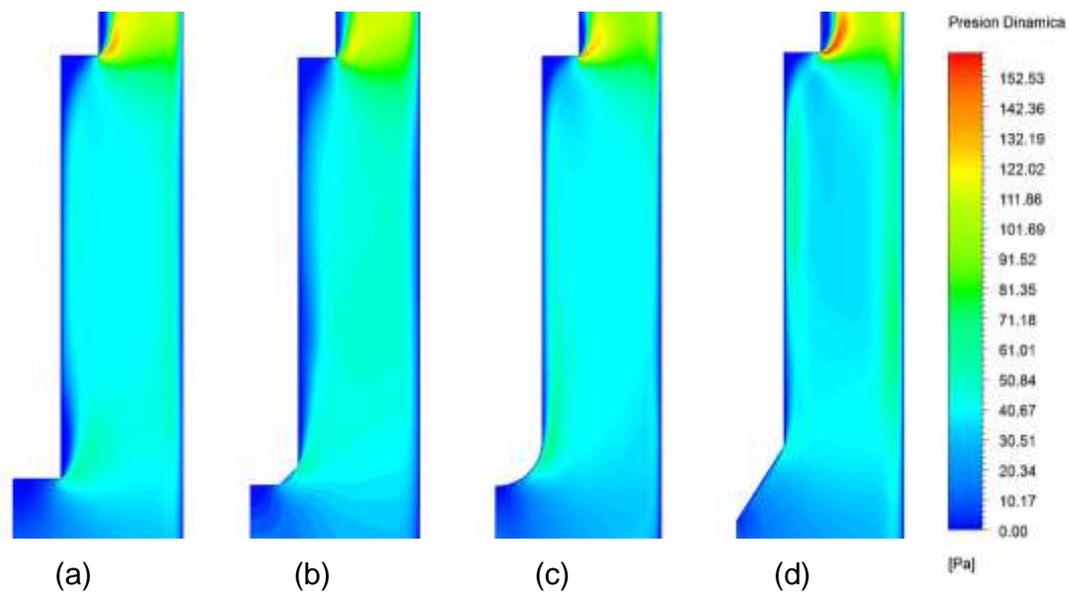


Figura 5.16 Contornos de presión dinámica computado alrededor de las probetas a una velocidad de 0.2 m/s para: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica.

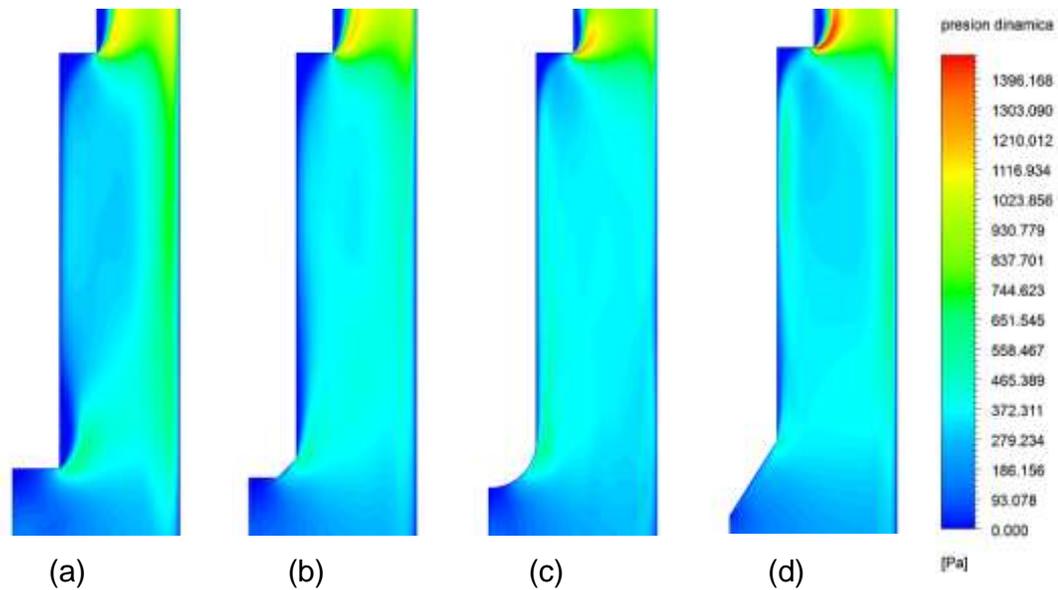


Figura 5.17 Contornos de presión dinámica simulado alrededor de las probetas a una velocidad de 0.6 m/s para: a) base plana, b) base biselada, c) base semiesférica y d) base cónica.

Este efecto tiene mayor impacto en las probetas de base plana y de base biselada (ver Figura 5.16 (a) y (b)) para las que esta región de baja presión se extiende a lo largo de la longitud de la probeta. Caso contrario con las probetas de base semiesférica y cónica que presentan pequeñas zonas de baja presión dinámica y localizadas únicamente en las regiones donde existe un cambio de geometría (ver Figura 5.17 (c) y (d)).

En la zona del cople se observan tonalidades mas claras indicando una alta presión dinámica; esto se debe al incremento de la velocidad que se presenta en esta región producido por la reducción de área perpendicular al flujo.

5.6 Campo de coeficiente de presión

Para analizar la evolución de la distribución de presiones sobre la superficie de las probetas en el dominio computacional, a continuación se presentan dos de los casos estudiados, mismos que servirán para explicar el efecto de la geometría y la velocidad sobre la presión relativa a través del campo de flujo.

Como se explicó en el Capítulo 2 el coeficiente de presión se define como:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho \bar{v}^2} \quad (5.2)$$

Donde p_∞ es la presión de referencia, p es la presión en un punto específico, ρ es la densidad del fluido y v es la velocidad media del fluido.

Para la probeta de base plana se aprecian zonas donde el coeficiente de presión toma valores negativos; estas zonas se localizan justamente en la región próxima al vértice de la probeta y al vértice del cople. En ambos casos es en ese punto donde se presenta el valor mínimo del coeficiente de presión (ver Figuras 5.18 y 5.19).

Estos valores negativos corresponden a zonas de succión, donde el gradiente de presión impulsa al fluido hacia la zona de baja presión provocando que éste pueda recircular. Esta recirculación genera un punto de separación de fluido, es decir, un punto donde el fluido deja de seguir el contorno de la probeta.

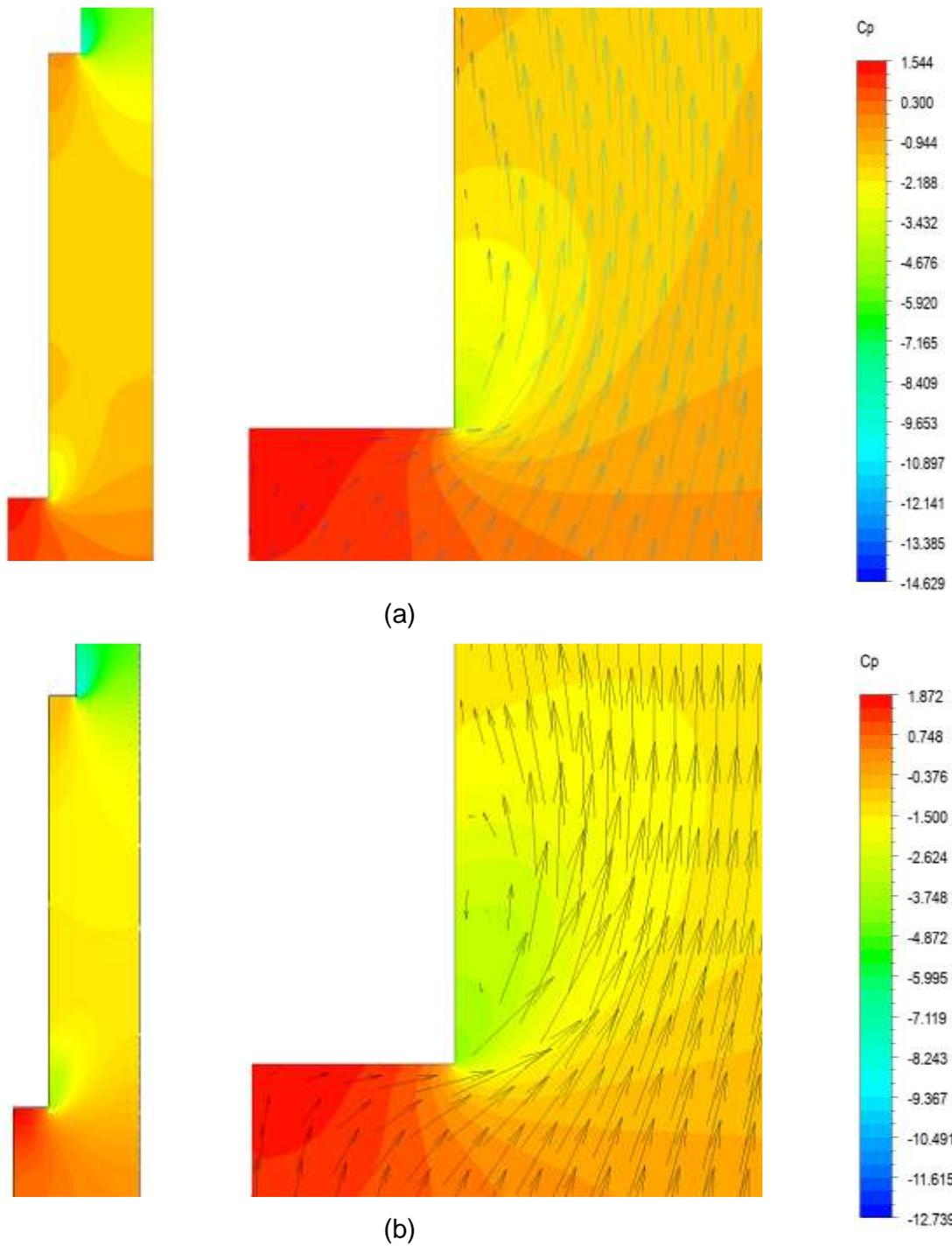


Figura 5.18 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) en la vecindad de una probeta de base plana para agua fluyendo a: (a) 0.2 m/s y (b) 0.6 m/s. Las imágenes del lado izquierdo corresponden al dominio completo, las del lado derecho a un acercamiento.

De acuerdo a la simulación matemática mostrada en la Figura 5.18, un coeficiente de presión de -1.50 es suficiente para producir una separación de la capa límite.

Por otra parte, en la Figura 5.19 se presenta la distribución del coeficiente de presión alrededor de una probeta de base cónica. Para ambos valores de velocidad se aprecia que dicha distribución es más homogénea, si se compara con la probeta de base plana.

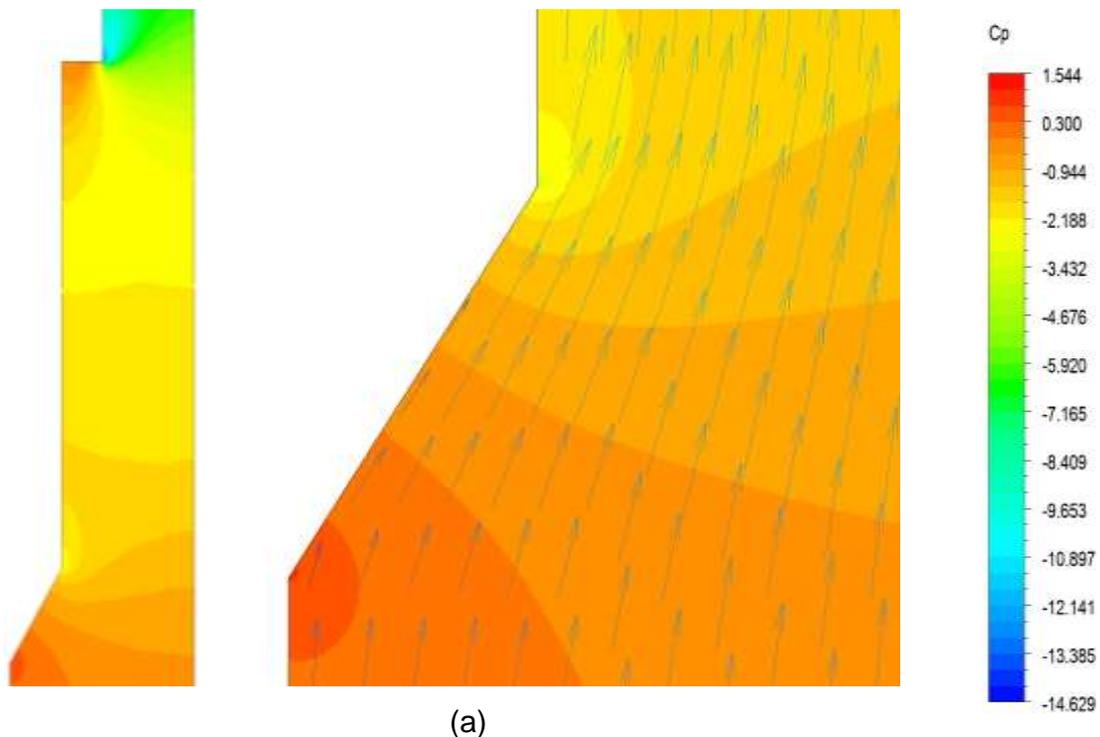


Figura 5.19 Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) en la vecindad de una probeta de base cónica para agua fluyendo a: (a) 0.20 m/s y (b) 0.6 m/s. Las imágenes del lado izquierdo corresponden al dominio completo, las del lado derecho a un acercamiento

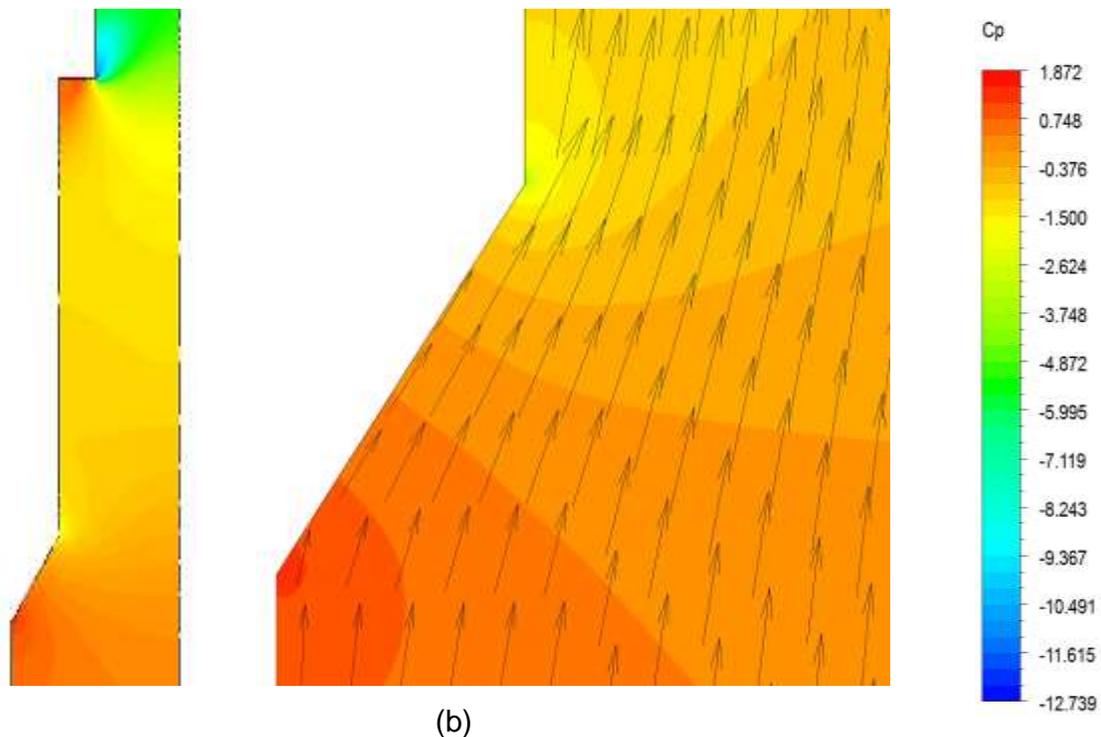


Figura 5.20 (Continuación) Distribución del coeficiente de presión (colores; adimensional) y distribución de velocidad (flechas; m/s) en la vecindad de una probeta de base cónica para agua fluyendo a: (a) 0.20 m/s y (b) 0.6 m/s. Las imágenes del lado izquierdo corresponden al dominio completo, las del lado derecho a un acercamiento

Dado que el flujo tiene que “abrirse” al pasar por el cuerpo de la probeta se produce un aumento de la velocidad y por tanto una caída del coeficiente de presión. Con la probeta de base cónica se favorece que este incremento de velocidad no sea tan brusco, disminuyendo así la caída de presión y eventualmente evitando la separación de la capa límite. Los cambios más significativos del valor de coeficiente de presión se localizan en el vértice donde se intersectan la superficie del cono con la pared lateral del cilindro.

Cerca de la punta del cono el coeficiente de presión toma el valor de 1 esto indica la presencia de un punto de estancamiento, debido a que la presión en este punto es la presión total del campo de fluido; tal como se puede ver en la

ecuación 5.2, si se resta la presión estática a la total, obtenemos en el numerador la presión dinámica que es igual al denominador.

Para todas las simulaciones presentadas, se observa que a medida que el flujo pasa sobre la superficie del cilindro el coeficiente de presión aumenta ligeramente (observar el cambio de tonalidad en los contornos) y conforme se acerca a la unión con el cople este incremento es mayor; a este efecto se le conoce como gradiente de presión adverso [35], el cual se puede apreciar en Figuras 5.18 y 5.19 donde se presenta el dominio completo. Este aumento de presión en la dirección del flujo tiende a frenar el movimiento del fluido, provocando la separación de la capa límite en la superficie del cople.

5.7 Campo de vorticidad

La vorticidad es una magnitud física empleada en mecánica de fluidos para cuantificar la rotación de un fluido. Formalmente la vorticidad está relacionada con la cantidad de "circulación" o "rotación" (estrictamente, la tasa local de rotación angular) en un fluido. Matemáticamente es el campo vectorial definido por el rotacional del campo de velocidad:

$$\vec{\omega} = \nabla \times \vec{v} \quad (5.3)$$

Donde $\vec{\omega}$ es la vorticidad y \vec{v} es la velocidad del fluido. De tal manera que una vez que se conoce el campo de velocidad es posible calcular la vorticidad.

A continuación se muestran los mapas de contorno de vorticidad en la región cercana a la base de las probetas estudiadas para una velocidad de flujo de 0.6 m/s.

En las imágenes (a) y (b) de la Figura 5.20 se observa que la vorticidad se origina en los contornos sólidos en la base de las probetas de base plana y

base biselada, principalmente en los vértices de ambas geometrías que es la región donde ataca el fluido.

La magnitud de esta cantidad vectorial es mayor en la probeta con base plana; esto se debe a que el fluido no es capaz de deslizarse sobre la superficie lateral de la probeta, por lo que el valor del *curl* de la velocidad es más grande.

Si se analiza a detalle la forma de los contornos; se observa que el comportamiento es el mismo que el descrito por el contorno de presión dinámica y también por el de las cintas de celofán. Con este resultado se confirma que, efectivamente, esta geometría genera una perturbación en el movimiento del fluido que hace que este recircule y provoque que la capa límite se separe.

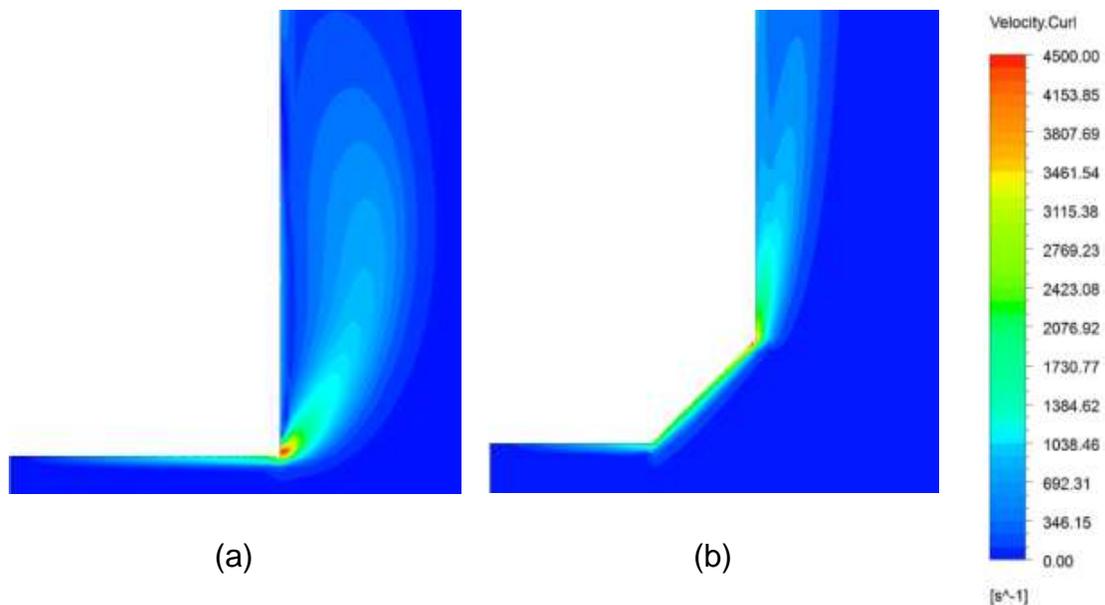


Figura 5.21 Distribución del campo de vorticidad en la vecindad de una probeta de base plana (a), probeta de base biselada (b), probeta de base semiesférica (c) y probeta de base cónica (d) para agua fluyendo a 0.6 m/s. Todas las imágenes muestran un acercamiento de la base.

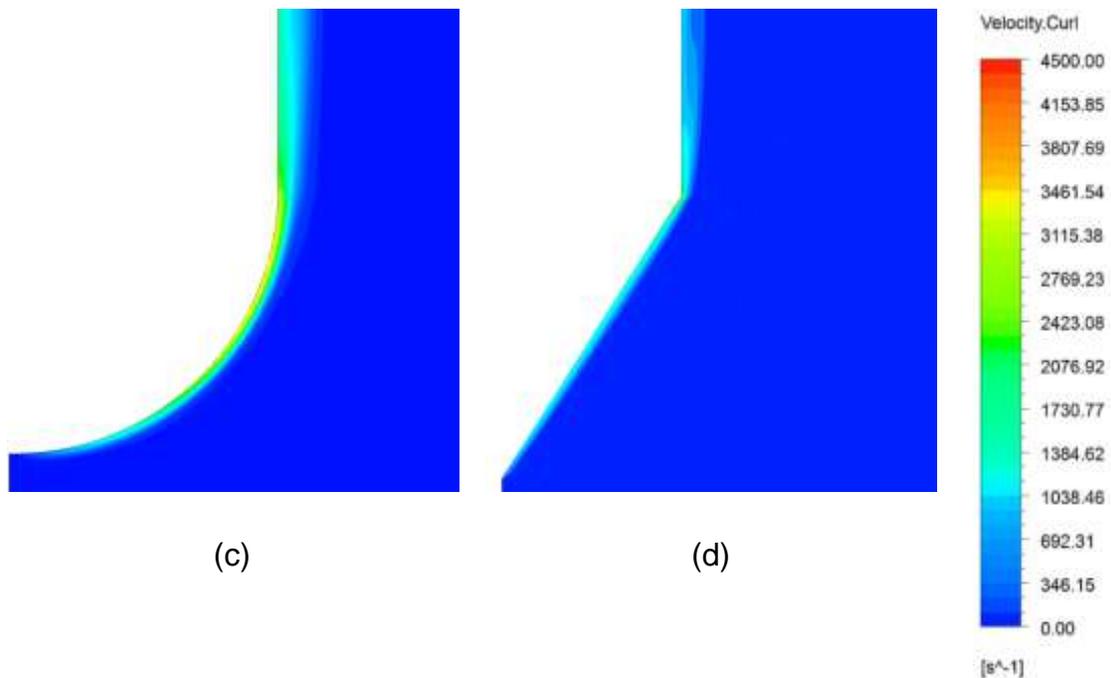


Figura 5.22 (Continuación) Distribución del campo de vorticidad en la vecindad de una probeta de base plana (a), probeta de base biselada (b), probeta de base semiesférica (c) y probeta de base cónica (d) para agua fluyendo a 0.6 m/s. Todas las imágenes muestran un acercamiento de la base.

Tanto para la probeta de base semiesférica como para la probeta con base cónica (ver Figura 5.20 (a) y (b)) se observa que los valores de vorticidad alcanzados en el punto de contacto del fluido con la probeta son mucho menores si se comparan con las otras dos geometrías (ver Figura 5.20 (c) y (d)); esto indica que ambas formas disminuyen significativamente la presencia de zonas de recirculación.

6 Conclusiones

Con el trabajo experimental realizado fue posible generar una técnica que permite visualizar correctamente las líneas de corriente en un modelo físico de laboratorio; en particular, debe prestarse atención a la temperatura del baño y su efecto sobre el comportamiento mecánico del listón trazador. El modelo físico proporcionó información para la validación de un modelo matemático de la dinámica del fluido en contacto con la probeta.

El comportamiento observado entre las simulaciones de las líneas de corriente obtenidas mediante *CFD* y el modelo físico son es muy similar, por lo que, los resultados arrojados por el modelo matemático son válidos.

De las simulaciones obtenidas con el modelo matemático se concluye que:

La probeta con base cónica redujo significativamente los gradientes de velocidad y eliminó la presencia de flujo recirculatorio, produciendo un campo de líneas de corriente uniforme en la vecindad de la base de la probeta para todas las velocidades de flujo estudiadas.

Se observó que la probeta con base plana genera zonas de baja presión con un flujo recirculatorio que provoca la separación del fluido en la región cercana a los vértices de la base.

Con base a los resultados de este trabajo se recomienda promover el uso de la probeta con punta cónica para realizar estudios de curvas de enfriamiento y evolución del frente de mojado.

7 Recomendaciones y trabajo a futuro

Se recomienda efectuar experimentos con probetas de base cónica variando el ángulo de la punta, para determinar si éste tiene algún efecto sobre las condiciones hidrodinámicas.

Como trabajo a futuro se propone realizar experimentos de temple para así coadyuvar a comprender el efecto de las condiciones hidrodinámicas sobre la estabilidad de la capa de vapor y del frente de mojado.

8 Referencias bibliográficas

1. Wertime, T. "The beginnings of metallurgy: A new look". *Science, Volumen: 182 (4115): 875-887*, noviembre 1973.
2. MacKenzie, D. "History of Quenching". *International Heat Treatment & Surface Engineering, Volumen: 2 (2): 68-73*, junio 2008.
3. Arimoto, K., Yamanaka, S., Narazaki, M., y Funatani, K. "Explanation of the origin of quench distortion and residual stress in specimens using computer simulation". *International Journal of Microstructure and Materials Properties, Volumen 4 (2): 168-186*, 2009.
4. Hernández, B., Vergara, H. "A novel probe design to study wetting front kinematics during forced convective quenching", *Experimental Thermal and Fluid Science Vol. 33: 797–807*, 2009.
5. Hernández, B., Vergara, H., Solorio, G., y Totten, G., "Experimental and computational study of heat transfer during quenching of metallic probes" En: Ahsan, A. (Ed). *Evaporation, Condensation and Heat Transfer*. Rijeka Croacia, Ed. InTech, 2011. ISBN 978-953-307-583-9, pp. 49-72.
Disponible en: <http://www.intechopen.com/books/evaporation-condensation-and-heat-transfer/experimental-and-computational-study-of-heat-transfer-during-quenching-of-metallic-probes>.
6. Vergara, H. J. "Estudio de la dinámica del frente de mojado en procesos de temple por convección forzada" Tesis de Doctorado, UNAM, Facultad de Química, 211, pp. 15-39.
7. Apraiz, J. "Tratamientos Térmicos de los aceros". 8ª ed. España, CIE Inversiones Editoriales Dossat, 2000, pp. 21-32.
8. Krauss, G. "Principles of Heat Treatment of Steel". 1ª ed. EUA, ASM Internacional, 1989, pp. 141-143.
9. Boyer, H., y Cary, P. "Quenching and Control of Distortion". 1ª ed. Universidad de Michigan, EUA, ASM Internacional, 1988, pp. 12-15.

10. Tensi, H., Stich, A., y Totten, G. "Fundamentals about quenching by submerging". *Proceedings of International Heat Treating Conference: Equipment and Processes*: 243-251, abril 1994.
11. Totten, G., Bates, C., y Clinton, N. "Handbook of Quenchants and Quenching Technology". EUA, ASM International, 1993, pp. 69-72.
12. Bodin, J. y Segerberg, S. "Measurement and Evaluation of the Quenching Power of Quenching Media for Hardening," *Proceedings of the First International Conference on Quenching & Control of Distortion*: 22-25 septiembre 1992.
13. Tensi, H., Stich, A., y Totten, G. "Fundamentals about quenching by submerging". *Proceedings of International Heat Treating Conference: Equipment and Processes*: 243-251, abril 1994.
14. Tensi, H., Totten, G., y Künzel, T. "Physics and Technology of Quenching in Fluids Part II: Technology of Quenching". *20th ASM Heat Treating Society Conference Proceedings*. San Luis, MO. pp. 727-730, octubre 2000.
15. Liscic, B., Tensi, H., Totten, G., y Luty, W.. "Theory and Technology of Quenching: A Handbook" 1^a ed. Springer-Verlag, 1992, pp 184.
16. Künzel, T., Tensi, H., y Welzel, G. "Rewetting rate-The Decisive Characteristics of a Quenchant" 5th *International Congress on Heat Treatment of Materials, Volumen 3*, 1986, Budapest Hungría, páginas: 1806-1813.
17. Frerichs, F., Lübben, Th., Hoffmann, F., y Zoch, H. "The Influence of Geometrical Conditions on Rewetting Behavior of Cylindrical Components", *15th International Metallurgy and Materials Congress (IMMC 2010)*, Estambul, Turquía, 2010.
18. Bender, E., y Gilliland, H. "New Way to Measure Quenching Speed", *Steel*, diciembre 1957, pp. 56-59.
19. Bender, E., y Gilliland, H. "Magnetic Test Accurately Compares Heat Extraction Properties of Quenching Media", *Tooling & Production*, septiembre 1958, pp. 55-58.

20. Gilliland, H. J. "Measuring Quenching Rates with Electronic Quenchometer", Metal Progress, Octubre 1960, páginas: 111-114.
21. ASTM A255-10, "Standards Test Methods for Determining Hardenability of Steel", ASTM International, 2011. <http://www.astm.org/Standards/A255.htm>
22. C. R. Brooks. "Principles of the Heat Treatment of Plain Carbon and Low Alloys Steels", ASM International, Materials Park, 1996, pp. 472.
23. ASTM D6200, "Standard Test Method for Determination of Cooling Characteristics of Quench Oils by Cooling Curve Analysis," ASTM International, 2012. <http://www.astm.org/Standards/D6200.htm>
24. ASTM D6482, "Standard Test Method for Determination of Cooling Characteristics of Aqueous Polymer Quenchants by Cooling Curve Analysis with Agitation (Tensi Method)", ASTM International, 2011. <http://www.astm.org/Standards/D6482.htm>
25. Bird, R., Stewart, W., y Lightfoot, W. "Transport Phenomena", 2ª. Edición. J. Wiley, Nueva York, 2002. ISBN 9780471410775, pp. 83-91.
26. Levin, J., y Rigdal, R. "Aerodynamic analysis of drag reduction devices on the underbody for SAAB 9-3 by using CFD", Tesis de Maestría, Departamento de Mecánica Aplicada, pp. 8-10.
27. Szekely, J. "Fenómenos de flujo de fluidos en procesamiento de metales," 1ª ed., Limusa, 1988, ISBN 0-12-680840-6, pp. 25-38, 66-70.
28. Versteeg, K., y Malalasekera, W. "An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method", 2ª ed. Pearson Education Ltd., 2007.
29. Ferziger, J., y Peric, M. "Computational methods for fluid dynamics". 3ª ed. Springer, 1996.
30. Lohner, R. " Applied CFD Techniques: An Introduction Based on Finite Element Methods". 1ª ed, John Wiley & Sons, 2001.
31. <http://www.ansys.com>. Consultada en marzo, 2012.
32. <http://www.fluent.com>. Consultada en marzo, 2012.
33. Narazaki, M., Fuchisawa, S., y Azuba, M. "Effects of specimen geometry on characteristic temperature during quenching of heated metals in sub-cooled

water”, *Tetsuto Hagane (Journal of the Iron Steel Institute Japan)*, 75, 1989, pp. 634-641.

34. Vergara, H., y Hernández, B. “A novel probe design to study wetting front kinematics during forced convective quenching”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, (2009), pp. 797–807.
35. Potter, M., y Wiggeri, D. “Mecánica de Fluidos”, 3ª Edición. Cengage Learning Editores, 2002. ISBN 9706862056, pp. 311.

Apéndice A

Los parámetros de turbulencia válidos para modelos de turbulencia basados en RANS y usados en el paquete de cómputo *FLUENT* son:

Diámetro Hidráulico: se define como 4 veces el radio hidráulico, R_h , este radio hidráulico a su vez está definido como el cociente de la superficie de la sección transversal de la vena líquida entre el perímetro mojado.

Intensidad Turbulenta (I): definida como la razón de la raíz cuadrada de las fluctuaciones de velocidad, v' , a la velocidad promedio v_{avg} . La intensidad turbulenta para un flujo completamente desarrollado en el interior de un ducto se puede estimar de la siguiente relación empírica:

$$I = \frac{v'}{v_{avg}} = 0.16(\text{Re})^{-1/8}$$

En donde el cálculo del número de Reynolds está basado en el diámetro hidráulico de la tubería.

Longitud de Escala Turbulenta (l): la longitud de escala turbulenta es una cantidad física relacionada al tamaño de los *eddies* (remolinos) que contienen la energía en flujos turbulentos. Para flujo completamente desarrollado en ductos, l está restringido al tamaño del ducto, puesto que los *eddies* no pueden ser mayores al tamaño del ducto. Una relación aproximada entre l y el tamaño físico del ducto es:

$$l = 0.07L$$

En donde L es la dimensión relevante del ducto (diámetro hidráulico).

Es posible relacionar a la energía cinética turbulenta (k) con la intensidad turbulenta de la siguiente forma:

$$k = \frac{3}{2} (u_{avg} I)^2$$

Esta relación es utilizada por el código de *FLUENT* cuando se especifica la Intensidad Turbulenta (I).

De la misma forma, la disipación de energía cinética turbulenta (ε) se puede determinar a partir de la relación:

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\ell}$$

En donde C_{μ} es una constante empírica con valor aproximado de 0.09. Mientras que la disipación específica de energía cinética turbulenta (ω) se establece como:

$$\omega = \frac{k^{1/2}}{C_{\mu}^{1/4} \ell}$$

Es práctica común en la simulación de flujos en *FLUENT* especificar combinaciones del Diámetro Hidráulico, la Intensidad Turbulenta y la Longitud de Escala en vez de valores específicos de k y ε o ω .

Apéndice B

El propósito de este apéndice es mostrar como se realiza la geometría y el mallado del sistema dentro del ambiente gráfico de *Gambit 2.4* que se utilizó dentro del software *FLUENT*.

```
probeta_plana_10_2_5_cople_2d.txt: Bloc de notas
Archivo Edición Formato Ver Ayuda
/ Journal File for GAMBIT 2.4.6, Database 2.4.4, ntx86 SP2007051421
/ Identifier "probeta_plana_10_2_5_cple_2d"
/ File opened for write Mon Oct 31 19:31:59 2011.
identifier name "probeta_plana_10_2_5_cple_2d" new saveprevious
save name \
"C:\users\Roberto Cruces R\Documents\9' semestre\Proyecto\probeta_plana_10_2_5_cople_2d.dbs"
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0 0 0
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.025 0 0
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.025 0 0.1
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.015 0 0.1
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.0125 0 0.1025
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.0125 0 0.2
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.005 0 0.2
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0.005 0 0.23
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
undo begingroup
coordinate modify "c_sys.1" cylindrical
vertex create coordinates 0 0 0.23
coordinate modify "c_sys.1" cartesian
undo endgroup
edge create straight "vertex.1" "vertex.2"
edge create straight "vertex.2" "vertex.3"
edge create straight "vertex.3" "vertex.4"
edge create straight "vertex.4" "vertex.5"
edge create straight "vertex.5" "vertex.6"
edge create straight "vertex.6" "vertex.7"
edge create straight "vertex.7" "vertex.8"
edge create straight "vertex.8" "vertex.9"
edge create straight "vertex.9" "vertex.1"
face create wireframe "edge.1" "edge.2" "edge.3" "edge.4" "edge.5" "edge.6" \
"edge.7" "edge.8" "edge.9" real
face mesh "face.1" submap size 0.000127
physics create "entrada" btype "VELOCITY_INLET" edge "edge.1"
physics create "salida" btype "OUTFLOW" edge "edge.8"
physics create "pared" btype "WALL" edge "edge.9"
save
/ File closed at Mon Oct 31 19:42:09 2011, 23.62 cpu second(s), 153213848 maximum memory.
```

Figura C-1. *Journal* para generar la geometría de una probeta cilíndrica con base biselada.

Apéndice C

Matriz experimental correspondiente al Grupo I de experimentos realizados para determinar la respuesta de la cinta de celofán como una función de la temperatura del agua.



Flujo 20, 20°C



Flujo 20, 30°C



Flujo 20, 40°C



Flujo 20, 50°C



Flujo 20, 60°C



Flujo 20, 70°C



Flujo 40, 20°C



Flujo 40, 30°C



Flujo 40, 40°C



Flujo 40, 50°C



Flujo 40, 60°C



Flujo 40, 70°C



Flujo 50, 20°C



Flujo 50, 30°C



Flujo 50, 40°C



Flujo 50, 50°C



Flujo 50, 60°C



Flujo 50, 70°C

Apéndice D

Hydrodynamic Behavior of Liquid Quenchants in the Vicinity of Quench Probes

Hydrodynamic Behavior of Liquid Quenchants in the Vicinity of Quench Probes

B. Hernández-Morales¹, R. Cruces-Reséndez¹, H. Vergara-Hernández² and G. Solorio-Díaz³

¹Depto. de Ingeniería Metalúrgica, Facultad de Química
Universidad Nacional Autónoma de México
Cd. Universitaria, México, D.F., 04510 MEXICO

²Posgrado de Ciencias en Metalurgia
Instituto Tecnológico de Morelia
Av. Tecnológico # 1500, Colonia Lomas de Santiaguito, Morelia, Michoacán, 58120 MEXICO

³Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo
Santiago Tapia 403, Centro, Morelia, Michoacán, 58000, MEXICO

Keywords: CFD, velocity, streamline, pressure, quench, visualization

Abstract

Heat extraction in quench probes is a complex phenomenon due to the strong correlation between the hydrodynamics of the quench bath and the boiling regimes. In turn, the hydrodynamic behavior in the vicinity of quench probes depends on the probe geometry and the physical properties of the quench bath. Building on previous findings, in this work we report CFD simulations of the pressure and velocity fields, as well as the streamlines, in the vicinity of cylindrical probes of various geometries. In particular, flat-end, conical-end, hemispherical-end and chamfered cylindrical probes were studied. The simulations were carried out for probes located concentrically in a cylindrical tube with water flowing parallel to the probe longitudinal axis. The system was assumed to be isothermal in order to separate the hydrodynamic from the thermal effects. To validate the model, cellophane ribbons were attached to the probe end in order to trace the streamlines near that region; the cellophane position was compared to the computed streamlines. Previously, the optimum water temperature required to obtain a faithful visualization using the ribbons was determined. From the simulations, it was concluded that the conical-end cylindrical probe generates hydrodynamic conditions particularly suitable for estimating the heat transfer boundary condition at the probe-liquid interphase as well as for studies on wetting front kinematics.

Introduction

Quenching processes are extensively used in the steel industry to modify the microstructure and produce desired as-quenched mechanical properties. In order to design these processes, laboratory-scale procedures have been used to determine either the cooling power or the hardening power associated with a particular quenching medium [1]. Another area of research is the wetting behavior during the quench test when using liquids as quenchants [2]. A cylindrical geometry with a flat end has been preferred for the test probes, possibly because it is

easy to machine. However, recent work conducted in our laboratories [3, 4] has shown that this geometry may cause instabilities of the vapor film surrounding the probe during the early stages of quenching, which leads to non-uniform rewetting phenomena at the probe surface. In those papers it was pointed out that the hydrodynamic conditions near the probe base are responsible for observed anomalies in the vapor film geometry.

To reduce or even eliminate the presence of the vapor film is common practice to use forced convection in commercial quench tanks. This practice has led to the need for knowing the flow patterns in the tanks as precisely as possible. The tool that has been chosen to accomplish this task is Computational Fluid Dynamics (CFD), which is based on the numerical solution of the continuity and momentum conservation equations within the quenchant. However, CFD simulations must be validated before drawing conclusions from their results. Validation exercises may be based on either flow pattern visualization or velocimetry. Flow patterns in actual quench tanks are very difficult to visualize. Instead, several researchers have resorted to physical models [5], typically built with plexiglass and using water as working fluid. For example, Tensi and Stitzelberg-Jacob [6] used ribbons to trace the flow pattern in a laboratory-scale apparatus used to study the effects of agitation on quenching; Sergeberg and Bodin applied streak photography to show the average flow field in an empty sealed quench tank [7].

The objective of this work was to compare the hydrodynamic behavior of a liquid quenchant in the vicinity of quench probes of four different geometries to assess the reliability of each one of them as related to cooling curve analysis and explain the observed differences among the probes. The velocity and pressure fields, as well as the streamlines, were computed using the commercially available CFD code ANSYS Fluent v. 13 [8]. To validate the code, computed streamlines were compared to observed streamlines in an *ad-hoc* physical model.

Experimental Work

The experimental work was designed: 1) to establish the cellophane ribbon response as a function of water temperature in order to determine the optimum working temperature (Group I experiments) and 2) to trace the flow pattern around the quench probes (Group II experiments). The experimental set-up used is shown in Figure 1. It consists of a ¼ Hp pump that draws water from a primary reservoir through a rotameter (Blue White, model F429, scale: 0 – 100 L/min) to feed a 45 mm-I.D. plexiglass tube. The tube is 70 cm long and is placed concentrically within an 8 cm × 8 cm × 80 cm glass container that prevents optical distortion during videotaping the experiments. Provision was made to capture the overflow and returned it to the primary reservoir. The quench probe in group II experiments was held in position within the flowing water, such that its end was 10 cm from the top of the plexiglass tube, by attaching it with a couple to a steel lance which in turn was fitted to a moving spreader.

For group I experiments, a 10 cm-long, 1.8 cm-wide carbon steel piece was attached to the plexiglass tube wall. On the other hand, the basic probe geometry for Group II experiments was a 12.7 mm-dia. cylinder with four different ends (see Figure 2): 1) chamfered, 2) flat-end, 3) conical-end and 4) hemispherical-end; the probe material was AISI 304 stainless steel. The probe dimensions were chosen such that they all have the same mass and, therefore, the same initial thermal energy content at the start of an eventual quench. The four probe geometries have been used in various studies on cooling curve analysis and rewetting. A cellophane ribbon was glued to the bottom of the carbon steel piece or the bottom of each one of the stainless steel probes to aid in visualizing the flow pattern in the vicinity of the metallic parts.

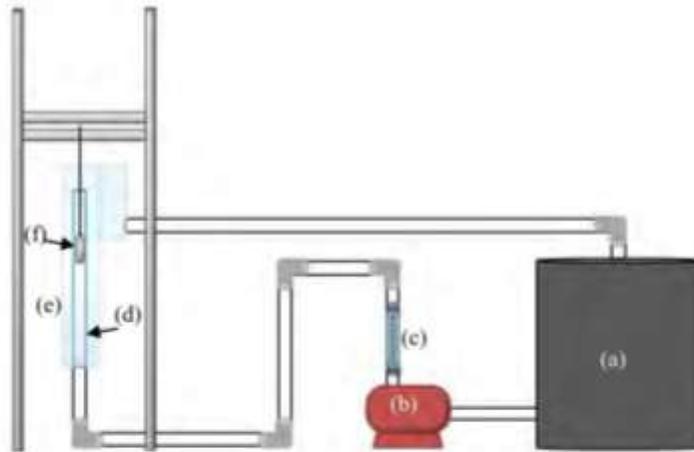


Figure 1. Experimental set-up: (a) primary container, (b) pump, (c) flowmeter, (d) plexiglass tube, (e) glass container and (f) probe.

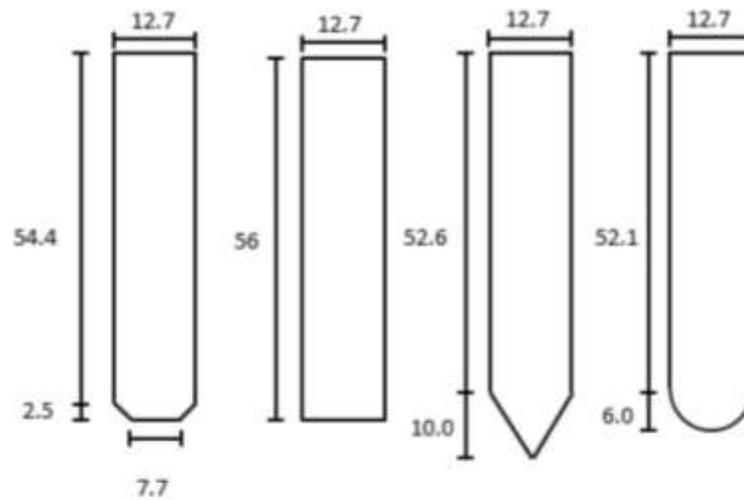


Figure 2. Probe geometries for Group II experiments. From left to right: chamfered, flat-end, conical-end and hemispherical-end probes. All dimensions are in mm.

Each experiment was conducted isothermally and videotaped with a Sony videocamera (model DSC-H9) at 30 fps. The experiments in Group I were carried out with water at 20, 30, 40, 50 and 60 °C, flowing at 20, 30, 40 and 50 L/min (0.2, 0.3, 0.4 and 0.5 m/s, respectively), which resulted in a total of 20 experimental conditions. Group II experiments were conducted with water at 60 °C flowing past the flat-end probe at a flow-rate of 20 and 60 L/min (0.2 and 0.6 m/s, respectively).

Mathematical Model

The objective of the mathematical model was to compute the velocity and pressure fields in the vicinity of the probes. From the velocity field, streamlines were computed to compare them with the experimentally observed streamlines in order to validate the mathematical model. The system was considered isothermal and the presence of the cellophane ribbons was ignored; thus, the scope of the model is that of pure momentum transfer; the computations were conducted for steady-state conditions. The interaction between the probe and the flowing fluid and the velocities considered in this work will most likely result in turbulent flow. Also, the fluid will be considered as incompressible (*i.e.*, its density is constant) and Newtonian. Moreover, since the system is assumed to be isothermal, the molecular viscosity is constant.

Thus, the general governing equations may be written as [9]:

$$\begin{aligned} \text{Continuity (turbulent flow)} \\ \nabla \cdot \bar{v} = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Momentum conservation (turbulent flow)

$$\rho \frac{D\bar{v}}{Dt} = -\nabla \bar{p} - [\nabla \cdot \bar{\tau}_L] - [\nabla \cdot \bar{\tau}_T] + \rho \bar{g} \quad (2)$$

Where \bar{v} is the time-averaged velocity vector, ρ is the density, t is time, \bar{p} is the time-averaged pressure, $\bar{\tau}_L$ is the time-averaged laminar viscous stress tensor, $\bar{\tau}_T$ is the time-averaged turbulent viscous stress tensor and \bar{g} is the acceleration vector due to the gravitational force. The derivative on the left-hand side of the equation is a substantial derivative.

The computational domain represents a section of the system near the probe and is shown in Figure 3. The domain boundaries are marked in the figure with numbers (from 1 through 8). Water is flowing into the domain at a known free-stream velocity and exits at the top of the domain.

To get the particular governing equation, the following assumptions are made:

- Steady-state conditions
- 2D flow (axi-symmetric domain)
- Newtonian fluid
- Constant viscosity
- The only body force acting is the gravitational force

Thus, the governing equations for the system of interest are:

Continuity

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\bar{v}_r)}{\partial r} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

Momentum conservation (r -direction)

$$0 = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial r} - \left[\frac{\partial(\rho \bar{v}_r \bar{v}_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_z \bar{v}_r)}{\partial z} \right] - \left[\frac{\partial}{\partial r}(\rho \overline{v_r' v_r'}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \overline{v_z' v_r'}) \right] + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(\rho \bar{v}_r)}{\partial r} + \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial z^2} \right) \right] \quad (4)$$

Momentum conservation (z -direction)

$$0 = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial r} - \left[\frac{\partial(\rho \bar{v}_r \bar{v}_z)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_z \bar{v}_z)}{\partial z} \right] - \left[\frac{\partial}{\partial r}(\rho \overline{v_r' v_z'}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \overline{v_z' v_z'}) \right] + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(\bar{v}_z)}{\partial r} + \frac{\partial^2 \bar{v}_z}{\partial z^2} \right) \right] + \rho g_z \quad (5)$$

Where r is the radial direction, z is the axial direction, \bar{v}_r and v_r' are the time-averaged and fluctuating r -component of velocity, \bar{v}_z and v_z' are the time-averaged and fluctuating z -component of velocity, and g_z is the z -component of the acceleration due to the gravity force.

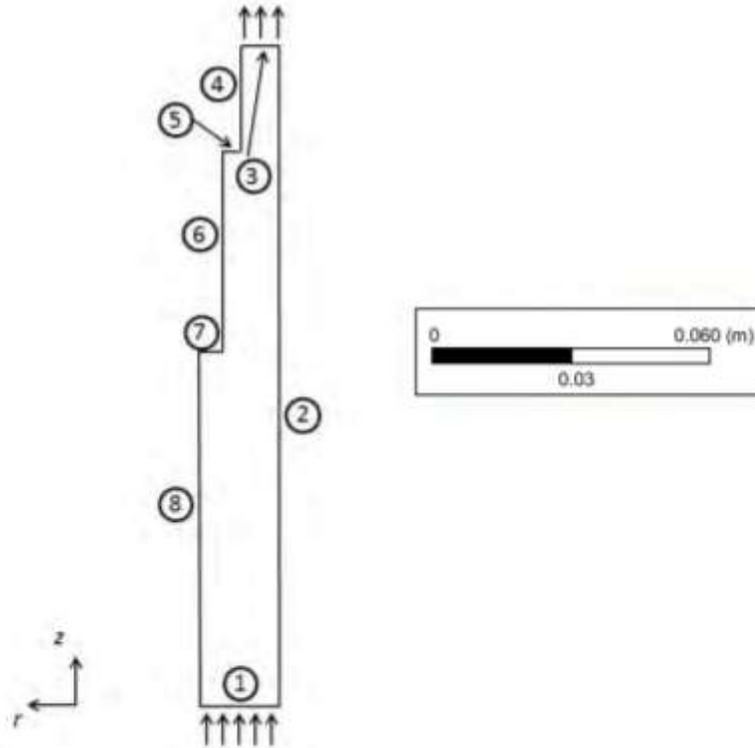


Figure 3. The computational domain (flat-end probe).

Subject to the following boundary conditions:

On the solid boundaries (boundary numbers 2, 4, 5, 6 and 7), the non-slip condition is applied:

$$\bar{v}_r = 0 \quad (6)$$

$$\bar{v}_z = 0 \quad (7)$$

Due to symmetry, the boundary condition at surface number 8 is:

$$\frac{\partial \bar{v}_r}{\partial r} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

A constant velocity profile (that may be computed from the water flow-rate and the cross-sectional area) was considered at boundary number 1:

$$\bar{v}_r = \text{constant (m s}^{-1}\text{)} \quad (10)$$

The water flows out of the domain at boundary number 3, where a boundary condition of specified pressure (outlet pressure) was set:

$$\bar{p} = \text{constant (Pa)} \quad (11)$$

To provide a closure to the turbulent formulation, the κ - ε model was used [10]. This model requires the following parameters:

$$\kappa = \frac{3}{2}(u_{avg}l)^2 \quad (12)$$

$$l = 0.16(Re_{D_H})^{-1/8} \quad (13)$$

$$\varepsilon = (C_\mu)^{3/4} \frac{\kappa^{3/2}}{l} \quad (14)$$

$$l = 0.07L \quad (15)$$

where κ and ε are the kinetic energy turbulence and its dissipation, respectively, l is the turbulent intensity, u_{avg} is the average fluid velocity, Re_{D_H} is the Reynolds number based on the hydraulic diameter, l is the turbulent scale length, C_μ is a constant (0.09), and L is the duct diameter.

The mathematical model is highly non-linear and, therefore, a numerical solution was required. In particular, the finite-volume method implemented in the commercial code ANSYS

FLUENT v. 13 was used. The code requires the values for the kinetic energy turbulence and its dissipation at the inlet which are shown in Table 1.

Table 1. Inlet values of parameters used in the simulations.

Water flow-rate (L/min)	Velocity (m/s)	κ (m^2/s^2)	ε (m^2/s^3)
20	0.2	15.78×10^{-5}	10.39×10^{-5}
40	0.4	53.107×10^{-5}	63.84×10^{-5}
60	0.6	10.79×10^{-4}	18.50×10^{-4}

The computational domain was meshed with approximately 250,000 cells (depending on the particular probe geometry) using a non-structured mesh.

Results and Discussion

Experimental

From the videos taken during group I tests (which were conducted at various combinations of water temperature and free-stream velocity) a series of images were extracted. Selected images are shown in Figure 4. In the figure, the cellophane ribbon response for two water velocities (top and bottom rows, respectively) and three water temperatures is shown. The effect of water temperature was of utmost interest for this research. As expected, an increase in water temperature reduces the ribbon strength which results in different responses: the higher the water temperature the closer the position of the ribbon is with respect to the carbon steel piece attached to the plexiglass tube wall. This behavior is somewhat asymptotic which indicates that in order to faithfully trace a streamline within the fluid a water temperature of at least 60 °C must be used. Regarding the effect of the water velocity, a higher value also pushes the ribbon towards the surface of the carbon steel piece due to the higher force exerted by the fluid.

Once the optimum working water temperature was determined, experiments were conducted with the quench probes to produce images to validate the mathematical model. As an example, the observed cellophane ribbon response (when a flat-end cylindrical probe was used) is shown in Fig. 5 for three free-stream water velocities (0.2, 0.4 and 0.6 m/s) and a water temperature of 60 °C. For the lower velocity, the cellophane ribbon is far away from the probe surface; also note that it does not touch the couple. When the water flows at 0.4 m/s, the ribbon nearly touches the probe surface (at approximately half the probe height) and the couple; also note that the symmetry is somewhat lost. The highest water velocity makes the ribbon almost touch the probe for a considerable length as well as the couple; however, the ribbon does not touch the probe at the corner.

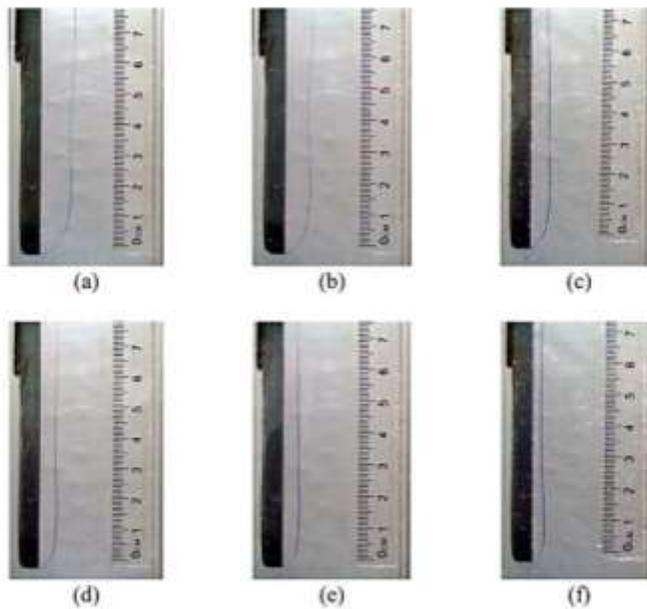


Figure 4. Cellophane ribbon response for water flowing at : a) 0.2 m/s and 20 °C, b) 0.2 m/s and 40 °C, c) 0.2 m/s and 60 °C, d) 0.4 m/s and 20 °C, e) 0.4 m/s and 40 °C, and f) 0.4 m/s and 60 °C (group 1 experiments).

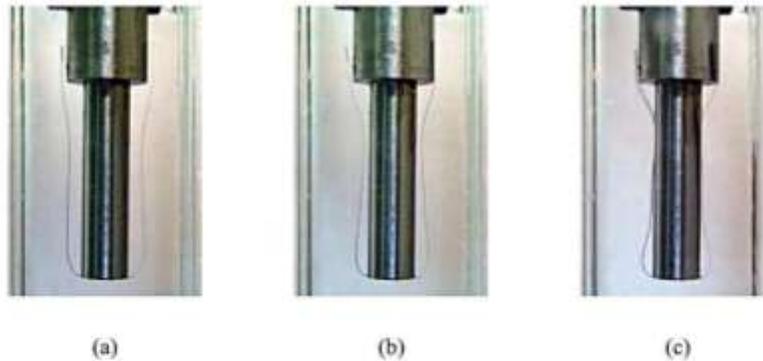


Figure 5. Cellophane ribbon response for water flowing at 60 °C and: a) 0.2 m/s, b) 0.4 m/s, c) 0.6 m/s, during experiments with the flat-end cylindrical probe.

Mathematical Model

The computed velocity field for the flat-end cylindrical probe for water free-stream velocities of 0.2 and 0.6 m/s is shown in Figure 6. Note that only the region around the probe is shown to bring out the flow features of interest; also, the vertical line represents the symmetry plane. The velocity field is somewhat uniform at the lower velocity (Figure 6 (a)) while a

significant radial gradient is observed for water flowing at 0.6 m/s. Also, the higher water velocity produces flow separation near the probe lower corner. In both cases, the couple used to attach the probe to the lance reduces the area perpendicular to the flow resulting in a velocity increase in that region.

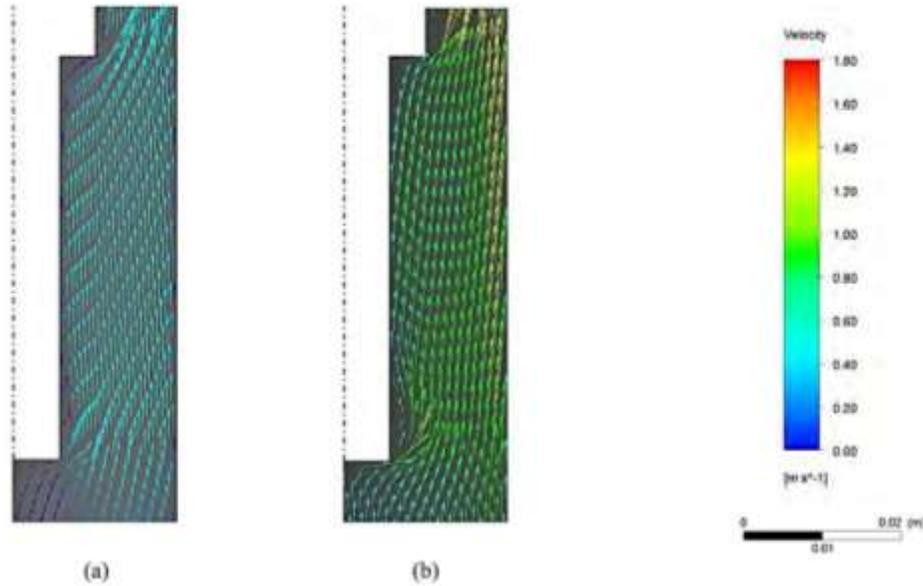


Figure 6. Computed velocity field around the flat-end cylindrical probe for: a) 0.2 m/s and b) 0.6 m/s.

From the computed velocity field, streamlines were determined and are plotted in Figure 7. The streamline closer to the probe surface takes a different shape as the water inlet velocity is changed: a higher water velocity moves that streamline closer to the probe surface while the velocity associated with that streamline does not change significantly. Also, a region with recirculatory flow is evident near the lower corner of the probe for the higher velocity. Comparing the shape of the cellophane ribbons for the equivalent experiments in the physical model (see Figure 5) with the computed streamlines it is evident that the mathematical model captures the details of the flow reliably and, therefore, the model may be considered as validated.

Once validated, the model was used to compute the streamlines and the pressure field for the various geometries. For brevity, in the following only the results for a water free-stream velocity of 0.6 m/s will be shown. The computed streamlines for the four geometries are shown in Figure 8. While the flat-end cylindrical probe produces a region of recirculatory flow near the probe lower corner, this effect is not observable with the other probes. Although the streamlines are better aligned with the probe surface when using the chamfered and the hemispherical-end probe with respect to the flat-end probe, the best behavior from the hydrodynamic point of view was obtained with the conical-end probe, in particular when considering the point of attack of the fluid.

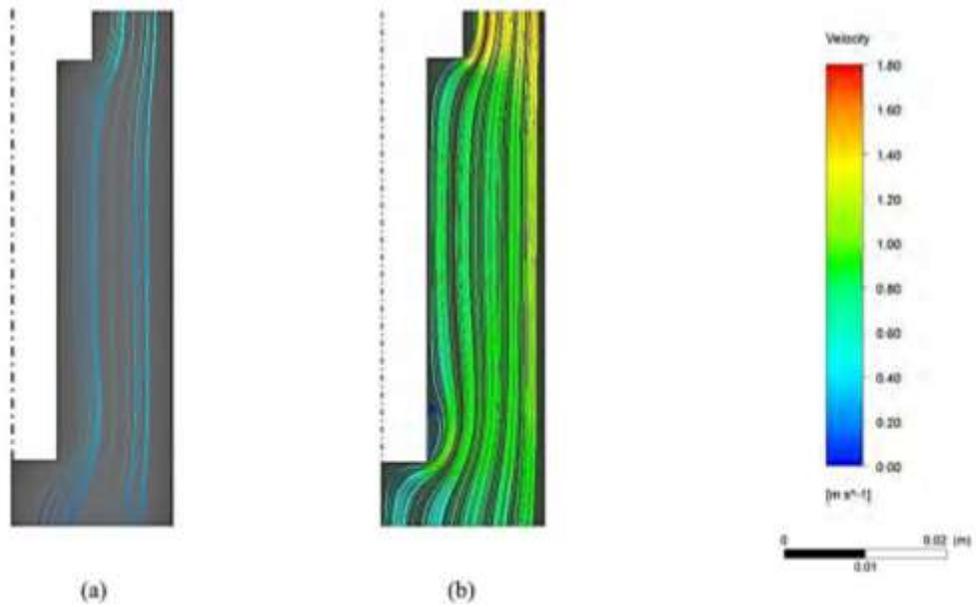


Figure 7. Computed streamlines around the flat-end cylindrical probe for: a) 0.2 m/s and b) 0.6 m/s.

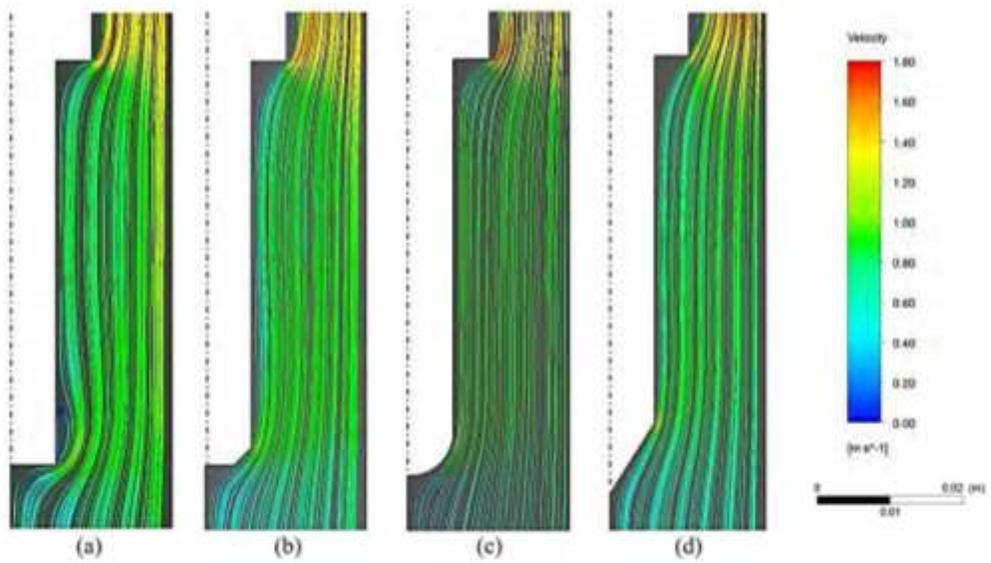


Figure 8. Computed streamlines for water flowing at 0.6 m/s: a) flat-end probe, b) chamfered probe, c) hemispherical-end probe and d) conical-end probe

The dynamic pressure field is plotted in Figure 9. It is evident that the interaction between the fluid and the solid results in localized pressure gradients that are less pronounced in the following order: flat-end, chamfered, hemispherical and conical-end. The vapor film formation is driven by both the local temperature and pressure; therefore, the results of this study indicate that the conical-end cylindrical probe will generate a very uniform vapor film (even for high water velocities). This condition is favorable for laboratory studies related to quenching.

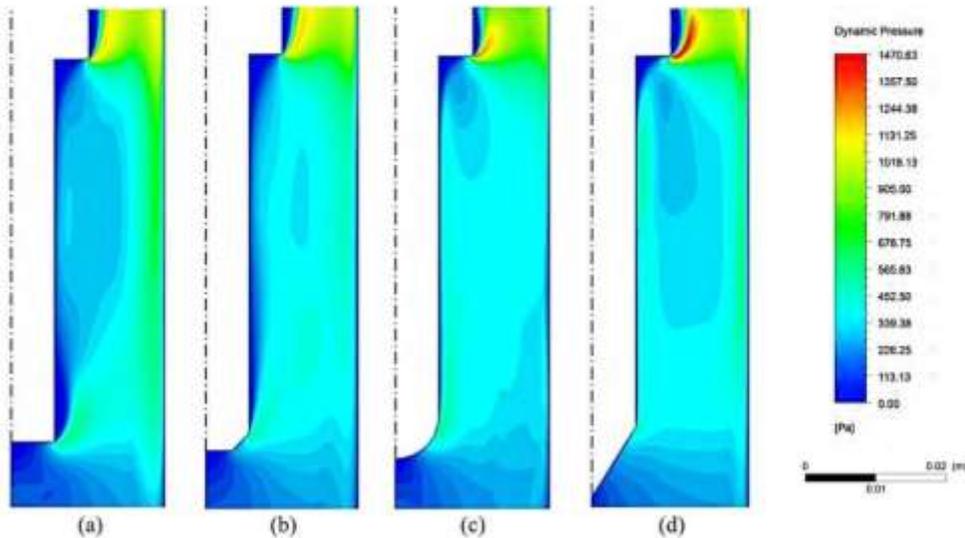


Figure 9. Computed dynamic pressure field (Pa) for water flowing at 0.6 m/s: a) flat-end probe, b) chamfered probe, c) hemispherical-end probe and d) conical-end probe.

Conclusions

Flow visualization in physical models of quench tanks and laboratory-scale quench apparatus is of utmost importance both to understand the physical behavior of the fluid and to provide information for validating mathematical models. In this work, it was established that in order to use ribbons to visualize flow patterns, the water temperature in the physical model must be at least 60 °C.

A steady-state hydrodynamic model (considering an isothermal system) was built using a commercially available code and validated by comparing experimentally determined and computed streamlines in the vicinity of cylindrical quench probes of various end geometries. The modeling results showed that the conical-end cylindrical probe produces a more uniform streamline distribution and pressure field in the neighborhood of the probe even at the higher fluid velocities studied and, therefore, it is more suitable for estimating the heat transfer boundary condition at the probe-liquid interphase as well as for studies on wetting front kinematics.

Acknowledgments

We gratefully acknowledge the financial support from CONACYT (project 131720).

References

- [1] G.E. Totten, M.E. Dakins and R.W. Heins, Cooling curve analysis of synthetic quenchants – a historical perspective, *J. Heat Treat.*, 1988, p 87-95
- [2] A. Stich and H. M. Tensi, Heat Transfer and Temperature Distribution with wetting Process During Immersion Quenching, *Harterei-Technische Mitteilungen*, Vol. 50, No.1, 1995, p 31-34
- [3] H.J. Vergara-Hernández and B. Hernández-Morales, A novel probe design to study wetting front kinematics during forced convective quenching, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, 2009, p 797–807
- [4] B. Hernández-Morales, H.J. Vergara-Hernández and G. Solorio-Díaz, Fluid dynamics during forced convective quenching of flat-end cylindrical probes, *Recent advances in Fluid Mechanics, Heat & Mass Transfer and Biology*, A. Zemliak and N. Mastorakis (eds.), WSEAS, 2011, p 135-141
- [5] J. Szekely, J.W. Evans and J.K. Brimacombe, *The Mathematical and Physical Modeling of Primary Metals Processing Operations*, Chapter 3, John Wiley & Sons, New York, 1988, p 69-99
- [6] H.M. Tensi and P. Stitzelberger-Jacob, Evaluation of apparatus for assessing effect of forced convection on quenching characteristics, *Mat. Sci. Tech.*, Vol. 5, 1989, p 718-724
- [7] S. Serberger and J. Bodin, Controlling the quench process for more consistent hardening, *Heat Treat.*, 1988, Vol. 20 (5), p 26-28
- [8] <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+Fluent>
Date last accessed: 15 june, 2012
- [9] R.B. Bird, W.E. Stewart and E.N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, John Wiley & Sons, New York, 1960, p 5-7
- [10] B. E. Launder and D. B. Spalding, The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mech. Eng.*, 1974, Vol. 3 (2), p 269-289