

00522
11



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

**“CARACTERIZACIÓN DE LA EXTRACCIÓN DE
CALOR EN UNA PLACA DE ACERO TEMPLADA
POR ROCIADO DE AGUA”**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO METALÚRGICO

P R E S E N T A:

EDGAR BENJAMÍN MONTUFAR JIMÉNEZ



MÉXICO, D.F.



**EXAMENES PROFESIONALES
FACULTAD DE QUÍMICA**

2003

A



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.

PAGINACION DISCONTINUA

Jurado asignado:

Presidente: Prof. JOSÉ BERNARDO HERNÁNDEZ MORALES

Vocal: Prof. JOSÉ ANTONIO BARRERA GODINEZ

Secretario: Prof. SERGIO GARCÍA GALÁN


1er Suplente: Prof. ARTURO ALEJANDRO SÁNCHEZ SANTIAGO

2do Suplente: Prof. ALBERTO INGALLS CRUZ

Sitio donde se desarrollo el tema:

EDIFICIO "D", FACULTAD DE QUÍMICA, U.N.A.M.

Asesor del tema:



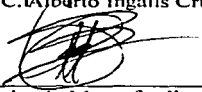
Dr. José Bernardo Hernández Morales

Supervisor técnico:



M. en C. Alberto Ingalls Cruz

Sustentante:



Edgar Benjamín Montufar Jiménez

Resumen

El enfriamiento por rociado de agua es una etapa clave dentro de varios procesos metalúrgicos. Sin embargo, el estudio de este proceso se dificulta debido a que ocurren fenómenos a tan alta rapidez que es imposible observarlos experimentalmente. Una herramienta que hace posible el análisis del enfriamiento por rociado de agua es la modelación matemática; pero ninguna simulación es adecuada si no se conocen, con precisión, las condiciones de frontera del sistema.

En este estudio se caracterizó y modeló el enfriamiento por rociado con agua de una placa de acero inoxidable tipo AISI 304. El desarrollo experimental seguido para realizar la caracterización se puede dividir en dos etapas: 1) pruebas en frío, con las que se determinaron las características de la boquilla empleada, tales como: el flujo total de agua y la distribución de densidad de impacto de agua; y 2) pruebas a alta temperatura, en las que se registró la historia térmica de la placa.

Para los experimentos a alta temperatura, se generó una matriz experimental de nueve pruebas, en donde las variables independientes fueron: la temperatura inicial de la placa al impacto del agua y la temperatura del agua de enfriamiento.

A partir de las curvas de enfriamiento obtenidas experimentalmente y con el empleo de un programa de computo ya existente se resolvió el problema inverso de conducción de calor, para caracterizar a la densidad de flujo de calor como función de la temperatura de superficie de la placa.

El resultado del problema inverso se validó mediante modelación matemática del enfriamiento producido por el rociado de agua sobre la placa de acero. Por último se presenta el efecto de las variables independientes empleadas en la experimentación sobre la severidad de extracción de calor generada por el rociado de agua.

Agradecimientos

A mis padres

Humbertina Jiménez y Vicente Montufar

El destino no es casualidad, sino elección; no es lo que se espera, sino lo que se realiza; sin ustedes muchas cosas no serían posibles. Esta es una mínima forma de agradecimiento, pues toda una vida no es suficiente para compensarles lo que me han dado sin ningún interés.

A mis familiares y amigos

Por el apoyo incondicional y las palabras de aliento (y desaliento) que me han brindado en el momento adecuado, por todos los obstáculos que hemos tenido que superar y sobre todo por su compañía, muchas gracias.

A mis profesores

Les agradezco el interés y la disposición para transmitir sus conocimientos, los cuales me servirán como un firme cimiento donde desarrollaré mi vida profesional.

A la UNAM

Por sus colores azul y oro, por las oportunidades y espacios brindados en los que pude desenvolverme para obtener una preparación íntegra.

Al CONACYT

Por el soporte económico otorgado para el desarrollo de éste trabajo, a través del proyecto denominado "Distorsión en Piezas Metálicas" (Proyecto 34938-U).

Contenido

1. Introducción	1
2. Revisión de la literatura	3
2.1 Enfriamiento por rociado de agua.....	3
2.2 Determinación experimental de la extracción de calor	8
2.3 Caracterización de boquillas empleadas para rociado	9
2.4 Problema inverso de conducción de calor (IHCP)	10
2.5 Problema directo de conducción de calor (DHCP)	16
3. Procedimientos experimentales	20
3.1 Equipo	20
3.2 Medición de la distribución de flujo	24
3.3 Obtención de la historia térmica de la probeta durante el enfriamiento	25
3.3.1 Probeta metálica	25
3.3.2 Adquisición de datos	27
3.4 Condiciones de la experimentación	27
4. Resultados y discusión de resultados	31
4.1 Flujo y densidad de impacto de agua	31
4.2 Respuesta térmica de la placa de acero inoxidable	33
4.3 Caracterización del enfriamiento	39
4.4 Validación de la condición de frontera térmica	50
4.5 Aplicación de la metodología para caracterizar el enfriamiento en la zona sin impacto directo del rociado	61

4.6 Comparación de la condición de frontera de enfriamiento del TC6 con un enfriamiento al aire	68
4.7 Simulación completa del sistema	71
4.8 Efecto de las variables experimentales sobre la densidad de flujo de calor estimada	77
5. Conclusiones	84
Apéndice A	86
Bibliografía	88

Lista de tablas

- 1. Matriz experimental empleada durante las pruebas a alta temperatura. 30**
- 2. Composición química del acero inoxidable AISI 304. 86**

Lista de figuras

1. Regímenes de extracción de calor durante un proceso de enfriamiento por inmersión.	4
2. Coeficiente de transferencia de calor como función de la temperatura de la superficie de la placa para un espécimen de níquel enfriado por rociado de agua con distintas densidades de impacto.	7
3. Comparación entre las técnicas experimentales en estado inestable (a) y en estado estable (b) para determinar la extracción de calor.	8
4. a) Arreglo experimental para determinar la distribución de la densidad de impacto de agua y b) Resultados experimentales de distribución de la densidad de impacto de agua.	10
5. Esquema representativo del problema inverso de conducción de calor.	12
6. Esquema de las temperaturas experimentales en la posición x_i y tiempos t_j	13
7. Densidad de flujo de calor (q_j) en función del tiempo.	14
8. Esquema representativo del DHCP para una placa durante el enfriamiento por rociado de agua.	19
9. Esquema del equipo de prueba.	21
10. Componentes del sistema de rociado de agua.	22
11. Esquema del marco portador de la pieza de prueba.	23
12. Esquema del carro transportador dentro del horno.	24
13. Esquema de la rejilla empleada para medir la distribución de flujo.	25
14. Dimensiones de la placa de prueba y la posición de cada barrenos para termopar y sujeción.	26
15. Posición horizontal y vertical de la boquilla vistas de frente.	28
16. Condiciones de enfriamiento durante el enfriamiento por rociado de agua de la placa metálica.	29

17. Distribución de la densidad de impacto de agua obtenida para la boquilla TEEJET 2540 colocada a 230 mm de la rejilla captadora de flujo.	31
18. Nomenclatura y posición de los termopares empleados para adquirir la respuesta térmica de la placa durante las pruebas a alta temperatura.	33
19. Curva de enfriamiento para el termopar TC2 (colocado al centro de la placa y cercano a la superficie rociada), para el Experimento 6 (temperatura de inicio de prueba = 1000 °C y temperatura del agua de enfriamiento = 23 °C). ...	34
20. Comparación de las respuestas térmicas experimentales obtenidas por los termopares colocados al centro del impacto (frente centro y atrás centro) contra los termopares colocados a 20mm del mismo (frente a 20mm y atrás a 20mm) para el Experimento 6 (temperatura de inicio de prueba = 1000 °C y temperatura del agua de enfriamiento = 23 °C).	35
21. Comparación de las respuestas obtenidas por los termopares colocados al centro del impacto (frente centro y atrás centro) contra los termopares colocados a 45 mm del mismo (frente a 45mm y atrás a 45mm) para el Experimento 6 (temperatura de inicio de prueba = 1000 °C y temperatura del agua de enfriamiento = 23 °C).	37
22. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie rociada dentro de la huella de agua con respecto al valor de r , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $\Delta t = 0.2$ segundos.	41
23. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie rociada dentro de la huella de agua con el valor del Δt , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $r = 4$	42
24. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie enfriada al aire en la parte posterior de la huella de agua con el valor de r , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $\Delta t = 0.2$ segundos.	43

25. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie enfriada al aire en la parte posterior de la huella de agua con el valor del Δt , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $r = 4$.	45
26. Efecto del valor de r sobre la temperatura de la superficie rociada estimada por la solución del IHCP, curvas estimadas empleando los datos para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $\Delta t = 0.2$ segundos.	47
27. Efecto del valor del Δt sobre la temperatura de la superficie rociada estimada por la solución del IHCP, curvas estimadas empleando los datos para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C, con $r = 4$.	48
28. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie rociada dentro de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.	51
29. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie expuesta al aire en la parte posterior a la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.	52
30. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC2 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando los coeficientes de transferencia de calor h_2 y h_5 para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.	54
31. Amplificación de la zona donde se realizan los cambios al coeficiente de transferencia de calor para la superficie rociada dentro de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para obtener una mejor aproximación de los resultados producidos por el DHCP.	56

32. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC2 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando el coeficiente de transferencia de calor h_2 corregido y h_5 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.58
33. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC5 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos), empleando los coeficientes de transferencia de calor h_2 (corregido) y h_5 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.60
34. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie rociada fuera de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.62
35. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie expuesta al aire fuera de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.64
36. Comparación entre las curvas de enfriamiento para el termopar TC3 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando los coeficientes de transferencia de calor h_3 y h_6 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.66
37. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC6 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando el coeficiente de transferencia de calor h_3 y h_6 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.67

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

38. Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor correspondientes a la superficie de la placa expuesta al aire en los experimentos de roscado (h3 y h6) y el coeficiente de transferencia de calor para la placa enfriada al aire (h_{aire}). Los coeficientes de transferencia de calor h3 y h6 fueron calculados bajo las condiciones del experimento 5: 1) temperatura de inicio de prueba 900 °C y 2) temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C; el coeficiente de transferencia de calor h_{aire} fue calculado a partir de curvas de enfriamiento correspondientes al enfriamiento al aire de la placa de acero inoxidable desde 900 °C hasta temperatura ambiente.....	69
39. Áreas en las que se aplicaron los distintos coeficientes de transferencia de calor durante la simulación completa del enfriamiento de la placa; los cantos se consideran aislados térmicamente.	72
40. Simulación de las respuestas térmicas obtenidas por los termopares colocados al centro del impacto (TC2 y TC5) y los termopares colocados a 45mm del mismo (TC3 y TC6) para el experimento con temperatura de inicio de prueba de 1000 °C y temperatura del fluido de 23 °C.	73
41. Perfiles de temperatura dentro de la placa de acero inoxidable a distintos tiempos durante el rociado, a) 0 segundos (inicio del transporte), b) 14 segundos (impacto del agua sobre la superficie rociada) y c) 30 segundos (tiempo en el que el escurrimiento del agua alcanza la posición del termopar TC3).	75
42. Densidades de flujo de calor q_2 , para los experimentos con temperatura de inicio del rociado de 1000 °C y distintas temperaturas del agua de enfriamiento: 11 °C (círculos), 23 °C (cuadrados) y 43 °C (triángulos).	77
43. Densidades de flujo de calor q_2 , para los experimentos con temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y distintas temperaturas de inicio del rociado: 1000 °C (círculos), 900 °C (cuadrados) y 800 °C (triángulos).	79
44. Densidades de flujo de calor q_3 , para los experimentos con temperatura del agua de enfriamiento de 43 °C y distintas temperaturas de inicio del rociado: 1000 °C (círculos), 900 °C (cuadrados) y 800 °C (triángulos).	81
45. Conductividad térmica del acero inoxidable AISI 304.	86
46. Capacidad calorífica del acero inoxidable AISI 304.	87

Capítulo 1

Introducción

Procesos como el enfriamiento secundario en colada continua (convencional [1] o de planchón delgado [2]) o los tratamientos termomecánicos [3] emplean el enfriamiento por rociado de agua para obtener las microestructuras y, por ende, las propiedades mecánicas deseadas en sus productos. El obtener la calidad deseada implica el entendimiento de los mecanismos que ocurren dentro del proceso y la ingeniería de procesos metalúrgicos es la disciplina encargada de analizar dichos mecanismos con la finalidad de generar el conocimiento necesario para controlarlos y aplicarlos, y así optimizar el proceso.

Con el reciente desarrollo del poder de cómputo, la ingeniería de procesos ha podido implementar herramientas como el modelado matemático para facilitar el análisis de los procesos [4]. El modelado matemático consiste en obtener ecuaciones o conjuntos de ecuaciones que representen el comportamiento de un sistema y resolverlas bajo condiciones específicas, para así poder simularlo. Si el modelo no se aplica bajo las condiciones adecuadas la simulación no será representativa de la realidad y por lo tanto no se obtendrán los resultados deseados; de ahí que un paso importante dentro de la ingeniería de procesos metalúrgicos es la determinación precisa de las condiciones de frontera bajo las cuales ocurre un proceso. El conocimiento previo del comportamiento de las condiciones de frontera elevará la calidad del modelo y la economía del proceso.

El objetivo de este trabajo es caracterizar térmicamente las condiciones de frontera durante el enfriamiento por rociado de agua de placas de acero inoxidable tipo AISI 304 y validar dicha estimación aplicando un modelo matemático de transporte de energía. Mediante la realización de experimentos (y el análisis de los datos obtenidos), se estudiará la influencia de: 1) la temperatura de la placa al inicio del rociado y 2) la temperatura del agua de enfriamiento sobre la extracción de calor. Como parte del trabajo se requiere determinar la distribución de impacto de agua generada por la boquilla de rociado, para detectar las diferentes zonas de enfriamiento y determinar los mejores parámetros para la determinación de la extracción de calor.

Con este trabajo se dará una aportación hacia la simulación del enfriamiento de placas por rociado de agua; en vista de que se implementará una metodología experimental eficiente para caracterizar el enfriamiento producido por diversas boquillas y se involucra la medición de la densidad de flujo de calor para una boquilla en particular bajo distintas condiciones de operación, útiles para simular el proceso de enfriamiento de un acero tratable térmicamente.

Capítulo 2

Revisión de la literatura

2.1 Enfriamiento por rociado de agua

El enfriamiento por rociado involucra el impacto del medio de enfriamiento sobre el área de la pieza de trabajo [5]; este proceso se utiliza cuando se requiere de una elevada rapidez de enfriamiento. La elevada rapidez de enfriamiento producida con este proceso se debe a que las gotas formadas por la boquilla impactan la superficie caliente y la continua renovación de las mismas generan una eficiente extracción de calor.

Cuando una pieza caliente se enfría con un líquido vaporizable, la extracción de calor varía a medida que la temperatura de la superficie de la pieza disminuye, como se muestra en la Figura 1, para el caso del enfriamiento por inmersión [6]. En la figura se observa que a altas temperaturas el enfriamiento se realiza bajo un régimen de película de vapor, el cual desaparece para dar paso a un régimen de transición a la temperatura de *Leidenfrost*, el régimen de transición culmina generando un máximo de extracción de calor, reflejo de la eficiencia del inicio del régimen de ebullición nucleada, y a bajas temperaturas el régimen de enfriamiento es por convección natural.

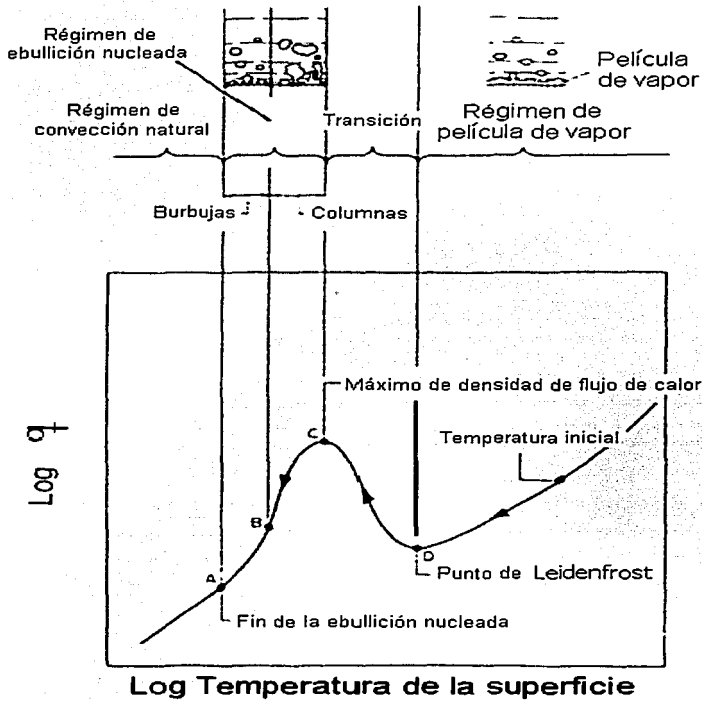


Figura 1. Regímenes de extracción de calor durante un proceso de enfriamiento por inmersión [6].

En el caso del enfriamiento por rociado, la curva de ebullición (densidad de flujo de calor como función de la temperatura de la superficie) es similar a la mostrada en la Figura 1. Los mecanismos que ocurren durante el enfriamiento de la superficie de una placa rociada con agua son [6]:

- 1 Contacto de las primeras gotas subenfriadas con la superficie caliente; Si la superficie se encuentra a una temperatura tal que la gota de líquido supere la temperatura de ebullición del mismo entonces se formará una película de vapor sobre la superficie.
- 2 Si la energía cinética de las gotas (momentum) no es lo suficientemente elevada, la película de vapor actuará como una barrera que no permitirá que las gotas del medio de enfriamiento continúen impactando la superficie. La extracción de calor en ese momento se realizará a través de la película de vapor, disminuyendo la rapidez de enfriamiento.
- 3 Con la disminución de la temperatura en la superficie, el espesor de la película de vapor disminuirá a tal grado que la energía cinética de las gotas es suficiente para penetrar la película de vapor. La temperatura a la que ocurre este cambio depende de las condiciones del rociado y se le conoce como el punto de *Leidenfrost*.
- 4 A temperaturas inferiores al punto de *Leidenfrost* la cantidad de gotas en contacto con la superficie se incrementará generando una mayor extracción de energía y por lo tanto una mayor rapidez de enfriamiento.

- 5 El incremento en la rapidez de enfriamiento se mantiene hasta que el régimen de vaporización alcanza la ebullición nucleada.
- 6 Con el decremento de la temperatura de la superficie la evaporación del fluido de enfriamiento termina, y el mecanismo de extracción de calor es la convección con el medio de enfriamiento.

Muchas descripciones matemáticas de la curva de ebullición no utilizan la temperatura de la superficie como variable independiente sino al subenfriamiento. El término subenfriamiento se refiere a la diferencia entre la temperatura de operación y la temperatura de ebullición del medio de temple (líquido vaporizable) [6]. Por lo tanto, la superficie de la placa debe estar lo suficientemente caliente para que el incremento de la temperatura de las gotas al contacto con la superficie sea mayor al subenfriamiento para lograr la formación de la película de vapor.

La energía cinética y el tamaño de las gotas dependen principalmente del gasto volumínico y de la apertura de la boquilla [6]. En general, gotas pequeñas tienen poca energía cinética (poca masa) y por lo tanto se detendrán dentro de la película de vapor; por otro lado las gotas grandes tienen elevada energía cinética y penetrarán la película de vapor, sin embargo, su relación superficie-volumen es pequeña por lo que el área del medio de temple en contacto con la superficie de la placa es baja y habrá una pobre extracción de calor. Las densidades de flujo de calor más grandes se obtienen con gotas que poseen la suficiente energía cinética para penetrar la película de vapor y una relación

área-volumen lo suficientemente pequeña como para que el área del medio de enfriamiento en contacto con la superficie caliente sea lo mayor posible.

La densidad de flujo de calor o el coeficiente de transferencia de calor son una medida de la intensidad de extracción de calor a través de la superficie de la pieza de trabajo, y están directamente ligados con las características del medio de enfriamiento empleado. Los principales factores que modifican la extracción de calor durante el enfriamiento por rociado son: 1) la posición de la o las boquillas, 2) el arreglo de las boquillas con respecto a la pieza de trabajo, 3) la presión y la velocidad del medio de enfriamiento, 4) el tamaño de la zona rociada, 5) el flujo del medio de enfriamiento empleado y 6) la densidad de impacto de agua. Este último es muy importante en la extracción de calor y su efecto sobre el coeficiente de transferencia de calor como función de la temperatura de la superficie se muestra en la Figura 2.

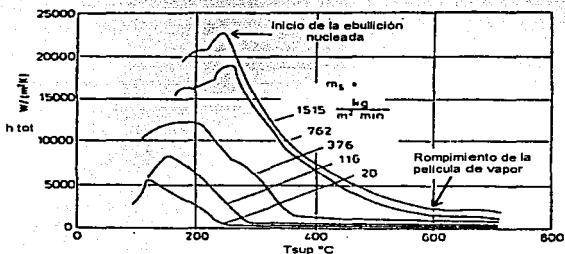


Figura 2. Coeficiente de transferencia de calor en función de la temperatura de la superficie de la placa para un espécimen de níquel enfriado por rociado de agua con distintas densidades de impacto (en $kg\ m^{-2}\ min^{-1}$) [7].

En la Figura 2 se observa que: 1) el máximo del coeficiente de transferencia de calor aumenta con el incremento de la densidad de impacto de agua y 2) el régimen de enfriamiento con película de vapor se reduce con el incremento de la densidad de impacto de agua.

2.2 Determinación experimental de la extracción de calor

Existen dos métodos experimentales de medición de la extracción de calor durante el enfriamiento por rociado [7]: 1) en estado inestable (ver Figura 3a), con el que se obtiene la densidad de flujo de calor en función de la temperatura de la superficie y 2) en estado estable (ver Figura 3b), que requiere de menos tiempo experimental pero con el que no es posible determinar el punto de *Leidenfrost* y es difícil caracterizar el régimen de transición.

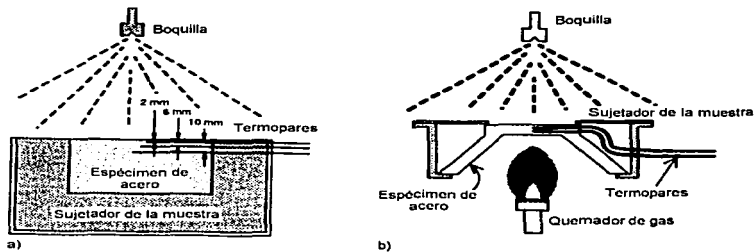


Figura 3. Comparación entre las técnicas experimentales en estado inestable (a) y en estado estable (b) para determinar la extracción de calor [7].

En el método inestable, la determinación del coeficiente de transferencia de calor se realiza mediante un método numérico que calcula la extracción de calor a partir de las temperaturas experimentales medidas al interior de la probeta, mientras que el método estable utiliza un balance de calor.

2.3 Caracterización de boquillas empleadas para rociado

La caracterización de las boquillas empleadas para realizar el enfriamiento por rociado de agua consiste en [7]: 1) determinación del flujo de agua total que fluye a través de la boquilla, 2) determinación de la distribución de tamaño de las gotas que conforman el rociado, 3) determinación del perfil de velocidades de las gotas que conforman el rociado, 4) determinación de la distribución de densidad de impacto de agua y 5) determinación de la densidad de flujo de calor en la superficie enfriada.

La determinación del flujo de agua se realiza con el empleo de un flujómetro instalado en la tubería que alimenta el agua a la boquilla. Experimentalmente, la determinación de la distribución de tamaño de las gotas se puede hacer con el empleo de un medidor de tamaños *Malvern*, el cual emplea una técnica de difracción de rayo láser sobre las gotas que conforman el rociado; cada gota genera un cono de difracción de la luz que depende de su tamaño pero no de la posición del láser [6]. El perfil de velocidades de las gotas se determina empleando un arreglo bidimensional de fotodiodos iluminados por láser; si una gota cruza por el rayo láser generará una sombra. Con el tamaño de la sombra y el tiempo que dura en desvanecerse es posible obtener la velocidad de la gota que la generó.

El rociado producido por las boquillas puede ser diseñado para lograr cualquier forma de sección transversal, sin embargo es usual que la sección transversal sea en forma de círculos u óvalos. La forma y las dimensiones de la distribución de densidad de impacto son determinados por el tipo de la boquilla, los parámetros de diseño y la distancia a la que se determine la distribución. La Figura 4 muestra un arreglo experimental para medir la densidad de distribución de impacto y los resultados típicos de la experimentación [7].

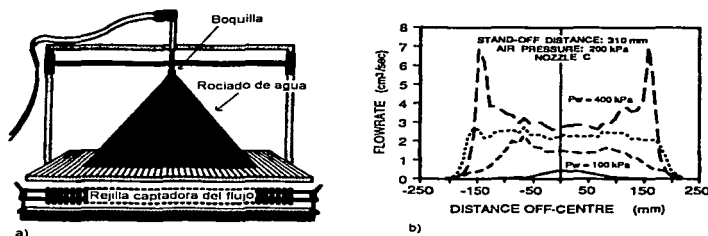


Figura 4. a) Arreglo experimental para determinar la distribución de la densidad de impacto de agua y b) resultados experimentales de distribución de la densidad de impacto de agua [7].

2.4 Problema inverso de conducción de calor (IHCP)

El resolver la ecuación general de energía para obtener el perfil de temperatura al interior de un cuerpo en función de la posición y el tiempo se conoce como problema directo de conducción de calor (DHCP), mientras que la estimación de la densidad de flujo de calor para una o varias historias de temperatura medidas al interior del cuerpo se le conoce como el problema inverso de conducción de calor (IHCP) [8].

A diferencia del DHCP en el que se cuenta con la información del sistema (geometría, propiedades físicas, ecuación que representa el fenómeno, condición inicial y de frontera y los términos de generación de calor) para obtener la respuesta térmica de un objeto como función del tiempo, en el IHCP se desconoce alguna propiedad física o el término de generación de calor o la condición de frontera a la que está sujeto el objeto de estudio; sin embargo, se tiene acceso a la respuesta térmica del sistema como función del tiempo en alguna posición.

La solución analítica del IHCP es más complicada con respecto a la solución analítica del DHCP debido a que en el caso del IHCP existen infinitas densidades de flujo de calor que pueden generar la misma respuesta térmica (matemáticamente no tiene solución única) y a la no linealidad del problema (generada por la dependencia con la temperatura de las propiedades físicas del cuerpo). Existen soluciones analíticas para sistemas muy simplificados como por ejemplo: sistemas Newtonianos con flujo en una dirección y propiedades físicas constantes. Por otro lado, la medición de la condición de frontera térmica en la superficie de un sólido se complica debido a que cualquier sensor colocado en la superficie modifica las condiciones reales del proceso alterando la medición. Por tal motivo la solución del IHCP se realiza numéricamente.

Dentro de las soluciones numéricas del IHCP existen dos grandes campos [8]: 1) los de dominio completo, en la que a partir de la historia térmica completa medida al interior de un punto dentro del material se estima la curva de densidad de flujo de calor para todo el

tiempo de proceso en un solo paso y 2) el método secuencial, en el que a partir de conocer el valor de densidad de flujo de calor que dio origen a la temperatura experimental a un tiempo t , se estima el valor de la densidad de flujo de calor necesario para obtener la temperatura experimental a un tiempo $t + \Delta t$. La solución del IHCP obtenida por cualquiera de las técnicas es dependiente de las mediciones experimentales de temperatura ya que cualquier error experimental se verá reflejado en las curvas de densidad de flujo de calor obtenidas.

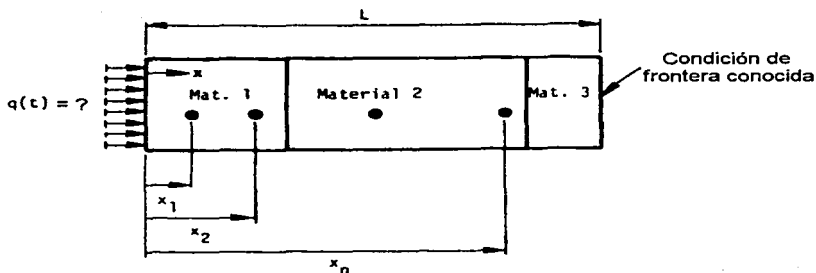


Figura 5. Esquema representativo del problema inverso de conducción de calor [9].

Beck *et al.* [9] propone un algoritmo que emplea la solución secuencial del problema inverso en una dirección con propiedades físicas dependientes de la temperatura. El método consiste en obtener la densidad de flujo de calor a partir de la respuesta térmica experimental (Y_{ij}) como función del tiempo (subíndice j) y de la posición bajo la superficie del cuerpo (subíndice i) (ver Figura 6); si solo se cuenta con un sensor de

temperatura bajo la superficie del cuerpo entonces $i = 1$, y por tanto la medición de la temperatura se realizó en la posición x_1 . Se asume que los intervalos entre mediciones de temperatura son constantes y tienen un valor de Δt , así que:

$$t_{j+1} = t_j + \Delta t \quad (1)$$

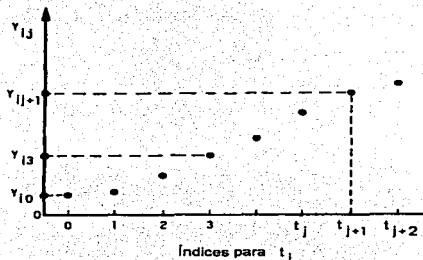


Figura 6. Esquema de las temperaturas experimentales en la posición x_i y tiempos t_j [9].

La densidad de flujo de calor es una función del tiempo, sin embargo, dentro de la solución del IHCP para la estimación de la densidad de flujo al tiempo t_{j+1} se supone que la densidad de flujo de calor es temporalmente constante durante un número conocido de pasos de tiempo futuros (r) tomados a partir del tiempo t_j (ver Figura 7). A diferencia de la solución numérica del problema directo, la solución del IHCP se complica al usar pasos de tiempo (Δt) pequeños, sin embargo, el aumento de r simplifica la solución. Por otro lado, debido a que pequeñas variaciones en los valores de temperatura medidas desestabilizan la solución del problema inverso [10], se debe seleccionar la relación adecuada de r y Δt empleadas para resolver el problema.

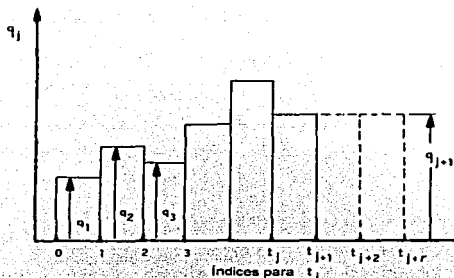


Figura 7. Densidad de flujo de calor (q_j) en función del tiempo. A partir del tiempo t_{j+1} se asume que durante la estimación de q_{j+1} , éste no depende del tiempo [9].

El emplear el valor mínimo de r ($r = 1$) para resolver el IHCP equivale a estimar la densidad de flujo de calor futura q_{j+1} empleando únicamente la temperatura al tiempo t_{j+1} , lo cual causa problemas de convergencia de la solución [9].

Para encontrar la mejor aproximación al valor de q_{j+1} se minimiza el cuadrado del error (S) con respecto a la densidad de flujo de calor para cada tiempo futuro empleado, siendo el error la diferencia entre la temperatura experimental en la posición x_1 (para el caso de un solo sensor de temperatura) al tiempo t_{j+1} y la temperatura calculada en la posición x_1 ($T_{1,j+1}$) con el q_{j+1} propuesto [9].

$$S = \sum_{j=1}^r (Y_{1,j+1} - T_{1,j+1})^2 \quad (2)$$

$$\frac{\partial S}{\partial q_{j+1}} = 2 \sum_{j=1}^r (Y_{1,j+1} - T_{1,j+1}) \left(- \frac{\partial T_{1,j+1}}{\partial q_{j+1}} \right) = 0 \quad (3)$$

Por otro lado la temperatura $T_{1,j+1}$ es función de la densidad de flujo de calor, por lo que, para pequeños cambios de q entre un tiempo y otro, la serie de Taylor alrededor de q_j se puede escribir como:

$$T_{1,j+1} = T_{1,j+1}^* + (q_{j+1} - q_j) \left(- \frac{\partial T_{1,j+1}}{\partial q_{j+1}} \right) \quad (4)$$

donde $T_{1,j+1}^*$ es la temperatura calculada con las propiedades térmicas y la densidad de flujo de calor correspondientes al tiempo t_j ; donde se considera que las propiedades térmicas no varían considerablemente de un paso a otro (para Δt pequeño).

Al sustituir la ecuación 4 en la ecuación 3 y resolver para q_{j+1} se obtiene la ecuación para estimar la densidad de flujo de calor para cada Δt :

$$q_{j+1} = q_j + \frac{1}{\Delta t} \sum_{j=1}^r (Y_{1,j+1} - T_{1,j+1}^*) \left(\frac{\partial T_{1,j+1}}{\partial q_{j+1}} \right) \quad (5)$$

donde:

$$\Delta t = \sum_{j=1}^r \left(\frac{\partial T_{1,j+1}}{\partial q_{j+1}} \right)^2 \quad (6)$$

$$y \quad \frac{\partial T_{i,j+1}}{\partial q_{j+1}} \quad (7)$$

es el coeficiente de sensibilidad que depende de las propiedades térmicas del; para evitar la dependencia con las propiedades térmicas el coeficiente de sensibilidad también es calculado considerando que las propiedades térmicas no cambien considerablemente de un paso a otro. El cálculo del coeficiente de sensibilidad se realiza empleando ecuaciones equivalentes a las del DHCP que describen al sistema original, por lo tanto la metodología empleada para obtener $T_{i,j+1}^*$ puede ser empleada para obtener el coeficiente de sensibilidad [10].

2.5 Problema directo de conducción de calor (DHCP)

La simulación de procesos consiste en emplear modelos para representar la realidad bajo ciertas características y así poder observar fenómenos que a simple vista durante un experimento o en un proceso dentro de una planta son difíciles o imposibles de notar por la rapidez a la que ocurren, como por ejemplo, el seguimiento del perfil de temperaturas al interior de una pieza sometida a enfriamiento por rociado de agua. Otra ventaja de la simulación es poder validar resultados como los del IHCP, es decir, si al simular el enfriamiento por rociado empleando la condición de frontera obtenida resolviendo el IHCP se calcula la misma respuesta térmica experimental queda comprobado que en realidad la condición de frontera estimada es la condición de frontera real del sistema.

La simulación no puede llevarse a cabo si antes no se cuenta con el modelo que represente adecuadamente al sistema. Para el caso del enfriamiento de placas producido por el rociado de agua el modelo matemático representativo es la ecuación general de energía [11]:

$$\rho \frac{DH}{Dt} = -\nabla \cdot q + \frac{DP}{Dt} + \mu\Phi + q \quad (8)$$

Para obtener la solución es necesario hacer algunas simplificaciones a la ecuación general de energía como por ejemplo: 1) considerar que en el sistema no existe trabajo mecánico que pueda generar calor, 2) puesto que el acero es un medio rígido podemos decir que no existe contribución convectiva al interior del material y 3) dentro del dominio de la variable dependiente (temperatura) el material de la placa no presenta transformación de fase (dado que se trabaja con acero inoxidable tipo AISI 304).

Bajo estas simplificaciones y sustituyendo la relación de la entalpía con la temperatura (Ec.9) y la ley de Fourier (Ec.10) [11] podemos escribir la ecuación general de energía que representa el enfriamiento de placas de acero enfriadas por rociado de agua (Ec.11).

$$H = \rho C_p \Delta T \quad (9)$$

$$q = -k \cdot \nabla T \quad (10)$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot k \nabla T \quad (11)$$

Para el problema bajo estudio, el problema directo se resuelve empleando coordenadas cartesianas en tres dimensiones y propiedades térmicas dependientes de la temperatura, la solución particular de la ecuación diferencial resultante requiere de las condiciones de frontera e inicial del sistema.

La condición inicial de la placa de acero en el caso del enfriamiento por rociado de agua es que al tiempo inicial la placa se encuentra a una temperatura homogénea T_0 :

$$CI: \text{ a } t = 0 \quad T(x, y, z, 0) = T_0 \quad (12)$$

mientras que las condiciones de frontera son las estimadas por el IHCP para cada zona de enfriamiento:

$$CF1: \text{ en } x = 0 \quad q_{aire} = f(x, T_{sup}) \quad (13)$$

$$CF2: \text{ en } x = E \quad q_{rociado} = f(x, T_{sup}) \quad (14)$$

por otro lado las condiciones de frontera correspondientes a las direcciones y y z se consideran condiciones de frontera aislada térmicamente.

$$\left. \begin{aligned}
 \text{CF3 en } y = 0 \quad q = 0 \\
 \text{CF3 en } y = H \quad q = 0 \\
 \text{CF3 en } z = 0 \quad q = 0 \\
 \text{CF3 en } z = L \quad q = 0
 \end{aligned} \right\} (15)$$

donde:

E: es el espesor de la placa, H: es el ancho de la placa y L: es el largo de la placa (ver Figura8).

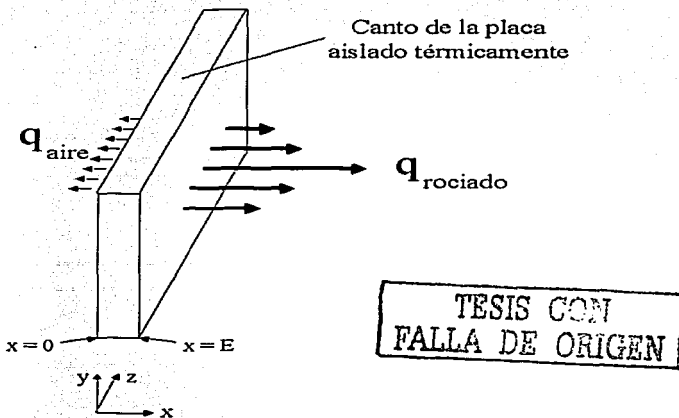


Figura 8. Esquema representativo del DHCP para una placa durante el enfriamiento por rociado de agua.

Capitulo 3

Procedimientos experimentales

En este capitulo se describen en detalle las metodologías, los instrumentos y las condiciones empleadas en la obtención de los datos experimentales. Los experimentos se pueden dividir en dos etapas, cada una de ellas con características particulares: 1) experimentos en frío y 2) experimentos a alta temperatura.

Experimentos en frío

Esta terminología envuelve a todas las pruebas realizadas a temperatura ambiente dentro del laboratorio. Con la experimentación en frío se obtuvieron: 1) el flujo total de agua y 2) la distribución de densidad de impacto de agua producidos por la boquilla de rociado.

Experimentos a alta temperatura

Como es de esperarse, este término involucra las pruebas realizadas con calentamiento de las probetas por arriba de la temperatura ambiente y posteriormente rociadas por la boquilla con agua para obtener la curva de enfriamiento representativa de las condiciones experimentales.

3.1 Equipo

En la Figura 9 se muestra un esquema del equipo empleado en ambos tipos de prueba. A continuación se da la descripción de los componentes.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

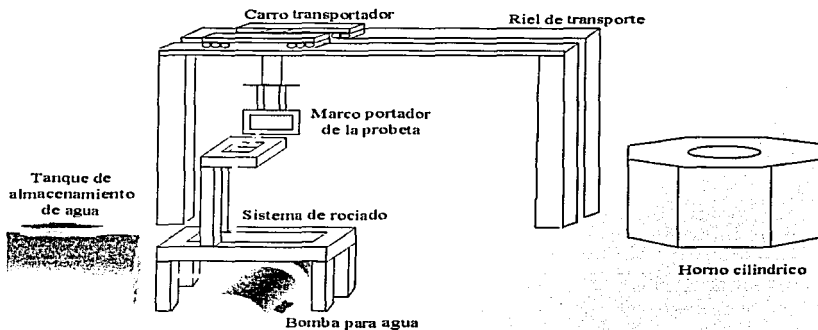


Figura 9. Esquema del equipo de prueba.

Sistema de rociado con agua

El sistema de rociado (ver Figura 10) consta de un contenedor de agua con capacidad de 250 litros, una bomba para agua marca SIMENS con $C_p=10$ y 7.460 kW de potencia, una estructura metálica que sirve de soporte a la boquilla y que a la vez permite posicionarla de manera flexible y una boquilla marca SPRAYING SYSTEMS de tipo TEEJET 2540. La boquilla y la bomba están conectadas por una manguera flexible de plástico para permitir el movimiento independiente de la posición de la boquilla del resto del equipo de rociado.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

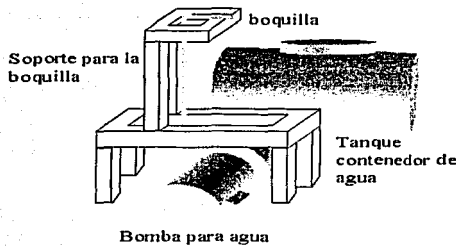


Figura 10. Componentes del sistema de rociado de agua.

Marco portador de la pieza de prueba

Como un método sencillo y práctico de fijación tanto de la reja empleada para medir la distribución de flujo como de la probeta metálica, se diseñó un marco metálico, fabricado con acero inoxidable tipo AISI 304. El marco permite el correcto posicionamiento de la reja y la probeta frente a la boquilla de rociado. El marco tiene orificios en la parte superior para permitir la libre salida de los termopares que se encuentran al interior de la probeta metálica (en las pruebas a alta temperatura). El marco se fija al carro transportador mediante dos tornillos hechos también de acero inoxidable. La reja o la probeta de prueba se fijan al marco mediante cuatro tornillos los cuales entran en orificios situados a las orillas de la parte superior e inferior del marco. Este sistema de posicionamiento es tan flexible que permite colocar una lamina metálica frente a los tornillos de sujeción que evita el escurrimiento de agua por la parte posterior de la probeta durante los experimentos a alta temperatura. La Figura 11 muestra el esquema de este dispositivo.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

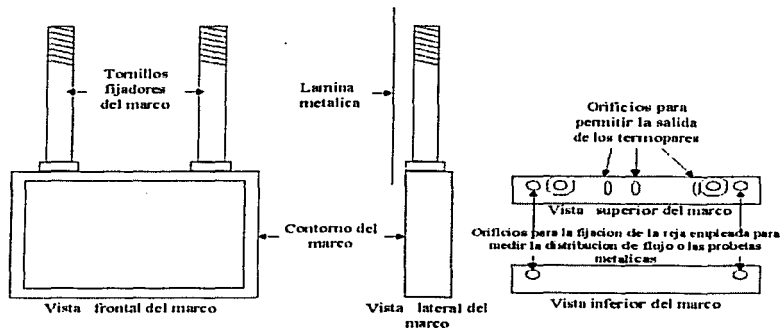


Figura 11. Esquema del marco portador de la pieza de prueba..

Carro transportador y riel de transporte

El carro transportador es el que fija al marco de prueba y permite su traslado desde el horno hasta la posición de rociado frente a la boquilla durante las pruebas a alta temperatura guiado por el riel de transporte es el sistema por el cual corre el carro asegurando su correcta posición frente a la boquilla al final del recorrido. Para evitar un calentamiento excesivo del carro de transportación y así poderlo manipular con seguridad, incluye un serpiente hecho de cobre y enfriado por agua corriente.

Horno eléctrico de resistencia

Este es un horno cilíndrico de resistencia marca LINDBERG tipo 56953 CRUCIBLE FURNACE con una potencia de 6.800W que permite elevar la temperatura de las probetas metálicas hasta la temperatura de prueba en forma escalonada. El horno consta de una abertura superior que es donde entra el marco metálico junto con la probeta metálica sujetados por el carro transportador que sobresale del horno. La Figura 12 muestra la posición del carro transportador dentro del horno.

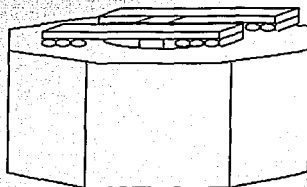


Figura 12. Esquema del carro transportador dentro del horno.

3.2 Medición de la distribución de flujo

La experimentación en frío inicia con la determinación del flujo total de agua proporcionado por la bomba a través de la boquilla experimental, para lograrlo se colocó un tubo de PVC con el cual se dirigió la salida de agua de la boquilla hacia un recipiente durante un tiempo determinado para posteriormente medir el volumen de agua colectada.

El segundo paso fue diseñar una rejilla con la cual se determinaron las zonas preferenciales de distribución de agua por parte de la boquilla, esta rejilla consiste en una malla rectangular de plástico, con aberturas cuadradas de 13 x 13mm y espesor de paredes de

2mm, a cada abertura de la rejilla se le agregó una manguera de plástico cuyo extremo final se conectó a un recipiente para coleccionar el agua que pasó a través de la abertura. La rejilla consta de 12 x 7 aberturas. La rejilla se sujeta al marco metálico por medio de cuatro pestañas que sobresalen de ella y que se dirigen hacia las perforaciones en los vértices del marco hechas para tal efecto. La Figura 13 es un esquema de la rejilla empleada.

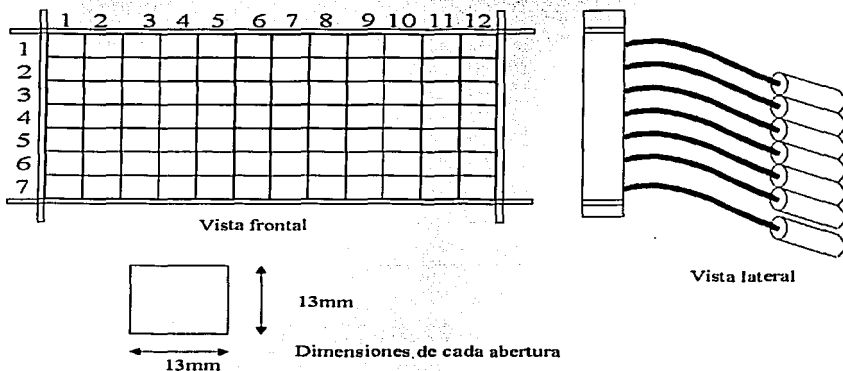


Figura 13. Esquema de la rejilla empleada para medir la distribución de flujo.

3.3 Obtención de la historia térmica de la probeta durante el enfriamiento

3.3.1 Probeta metálica

La geometría de la probeta metálica empleada en las pruebas a alta temperatura es la de una placa de 170 x 90 x 12.7 mm hecha de acero inoxidable tipo AISI 304. La placa fue

maquinada con la finalidad de poder introducir tres pares de termopares a distintas posiciones del largo de la placa, dichos barrenos tienen una profundidad de 45 mm con respecto al ancho de la placa y un diámetro de 1.58 mm; la distancia del centro de cada barreno a la pared más cercana es de 1.7 mm. La posición de los tres pares de barrenos a lo largo de la placa es 40, 85 y 105 mm respectivamente. Se maquinaron también cuatro barrenos roscados de 6.35 mm de diámetro, dos en el canto superior y dos en el canto inferior del largo de la placa para poder fijar, mediante tornillos, la placa al marco portador de la probeta, estos barrenos tienen una profundidad de 6.35 mm y están situados sobre la línea media del espesor de la placa a 12.7 mm de la cada orilla. La Figura 14 esquematiza las dimensiones y posiciones de cada barreno dentro de la placa.

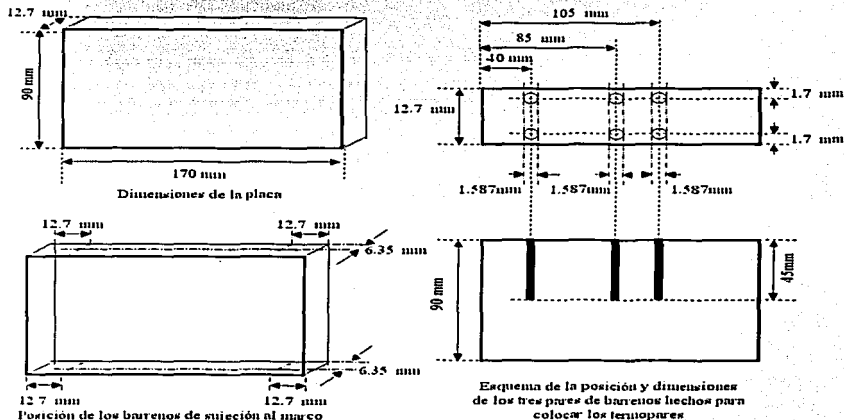


Figura 14. Dimensiones de la placa de prueba y la posición de cada barreno para termopar y sujeción.

3.3.2 Adquisición de datos

La medición de la temperatura al interior de la placa se realizó con seis termopares tipo *K*, los cuales tienen un intervalo de operación de 0 a 1100 °C. El material del cual están fabricados es Chromel-Alumel y tienen un recubrimiento cerámico forrado externamente por Inconel.

El registro de la temperatura como función del tiempo se realizó con ayuda de una tarjeta de adquisición marca *IOTECH* modelo *Temp Scan/1100* controlada por un equipo de cómputo marca *HYUNDAI* con procesador *Cyrix Instead* con 32MB RAM y el programa *Chart View*, el cual permitió registrar datos de temperatura a intervalos de 0.1 segundos para los seis termopares empleados.

3.4 Condiciones de la experimentación

Para el sistema de rociado las constantes de operación fueron; 1) nivel de agua dentro del tanque contenedor y 2) potencia de la bomba. Esto para asegurar la misma distribución de agua tanto en frío como a alta temperatura.

La posición de la boquilla durante las pruebas en frío fue horizontal, es decir, la ranura de salida de agua paralela al piso del laboratorio. La distancia de la boquilla a la rejilla captadora de la distribución de flujo fue de 230 mm. Se fijó como punto central de impacto del agua a la abertura (7.4) de la malla, la cual permaneció perpendicular a la boquilla durante la experimentación.

Contrariamente a las pruebas en frío la posición de la boquilla durante las pruebas a alta temperatura fue vertical (la ranura de salida de agua perpendicular al piso del laboratorio), manteniendo la distancia de la boquilla a la placa metálica en 230 mm; fijando el punto central de impacto de agua al centro geométrico de la superficie de la placa metálica y manteniendo la placa perpendicular a la espera.

La Figura 15 esquematiza la diferencia entre posición horizontal y vertical de la boquilla.

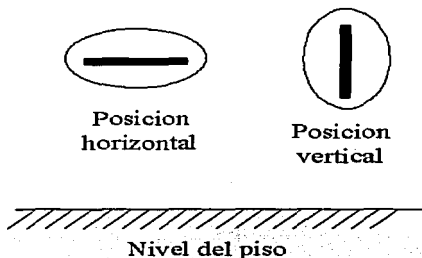


Figura 15. Posición horizontal y vertical de la boquilla vistas de frente.

A la superficie enfriada por el impacto del agua se le denomina superficie rociada, mientras que la parte de atrás de la placa es la superficie enfriada al aire. El esquema del enfriamiento por rociado de agua de placas de acero se muestra en la Figura 16.

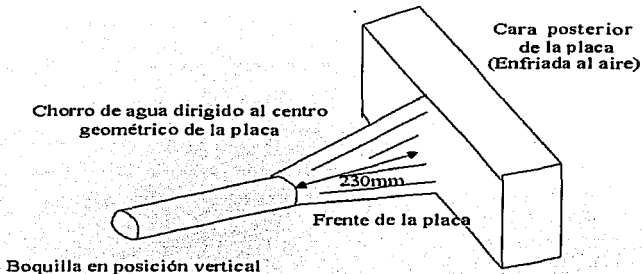


Figura 16. Condiciones de enfriamiento durante el enfriamiento por rociado de agua de la placa metálica.

Se realizaron nueve pruebas, con tres diferentes valores de temperatura de agua para el enfriamiento y tres diferentes valores de temperatura iniciales de prueba para la probeta en el rociado: para asegurar la temperatura de inicio del rociado se debió sobrecalentar la probeta 40°C, para así compensar el enfriamiento durante el transporte desde el horno hasta la zona de rociado.

La Tabla 1 muestra la matriz experimental, donde las variables independientes son: la temperatura inicial y la temperatura del agua de enfriamiento empleada en las pruebas a alta temperatura.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Tabla 1. Matriz experimental en la que se muestran las temperaturas iniciales y temperaturas del agua de enfriamiento empleadas en cada experimento.

		Temperatura del agua de enfriamiento (°C)		
		11	23	43
Temperatura de inicio de prueba (°C)	800	Experimento 1	Experimento 4	Experimento 7
	900	Experimento 2	Experimento 5	Experimento 8
	1000	Experimento 3	Experimento 6	Experimento 9

Capítulo 4

Resultados y discusión de resultados

4.1 Flujo y densidad de impacto de agua

A partir de las pruebas en frío, se determinó que el flujo total de agua promedio proporcionado por la bomba a través de la boquilla fue de 23 LPM. Asimismo se encontró la distribución de la densidad de impacto de agua mostrada en la Figura 17 obtenida bajo las condiciones descritas en la sección 3.4 de este trabajo.

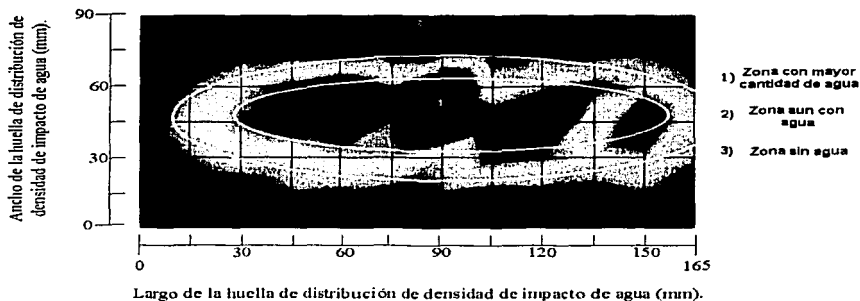


Figura 17. Distribución de la densidad de impacto de agua obtenida para la boquilla TEEJET 2540 colocada a 230 mm de la rejilla captadora de flujo.

- Las zonas de distribución de flujo pueden considerarse en forma de óvalos concéntricos.
- El óvalo central (1) corresponde a la zona con la mayor densidad de impacto de agua.
- Fuera del óvalo denotado como la zona dos (zona aún con agua) la cantidad de agua captada es de cero.
- El ancho de la huella (zona impactada) es de 45 mm y el largo es de 150mm.

A partir de estos resultados se determinó la posición de los termopares con los cuales se registró la respuesta térmica de la placa de acero inoxidable: se decidió colocar pares de termopares (uno cerca de la superficie rociada y otro cerca de la superficie expuesta al aire) en tres puntos de interés dentro de la huella de distribución de agua, la nomenclatura correspondiente a cada termopar es: TC1, TC2 y TC3 para los termopares cercanos a la superficie rociada y TC4, TC5 y TC6 para los termopares cercanos a la superficie expuesta al aire. Los pares de termopares se colocaron como sigue: 1) TC2-TC5 los termopares que se encuentran al centro de la huella (mayor impacto de agua), 2) TC1-TC3 es el par colocado a 20 mm del centro de la huella, con relación al ancho de la misma (zona aún mojada), y 3) TC3-TC6 el par colocado a 45 mm del centro de la huella, con relación al ancho de la misma (zona sin impacto directo de agua). Un esquema de la posición de los termopares se presenta en la Figura 18.

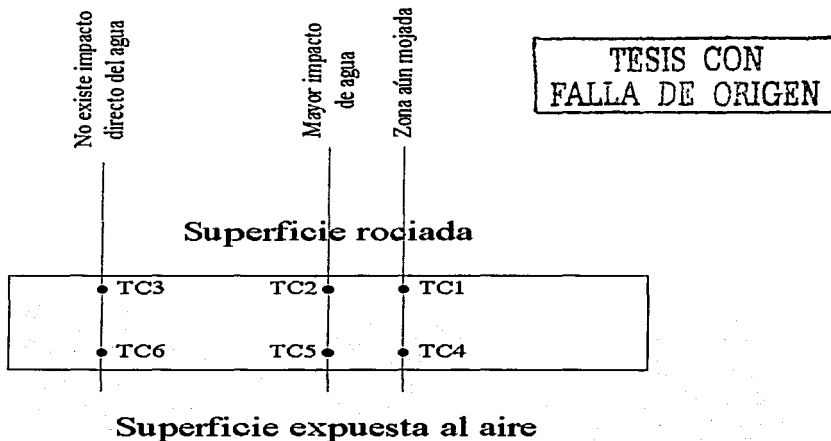


Figura 18. Nomenclatura y posición de los termopares empleados para adquirir la respuesta térmica de la placa durante las pruebas a alta temperatura.

4.2 Respuesta térmica de la placa de acero inoxidable

Los resultados de los experimentos del enfriamiento por rociado de agua (ver Figura 19) consisten en curvas de enfriamiento registradas por el equipo descrito en la sección 3.3.2. Las curvas adquiridas presentan ruido experimental, el cual debió ser eliminado antes de realizar las etapas subsiguientes de análisis de los datos.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

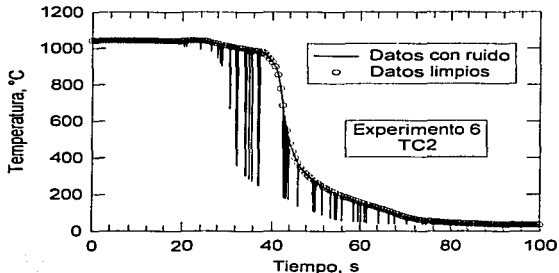


Figura 19. Curva de enfriamiento para el termopar TC2 (colocado al centro de la placa y cercano a la superficie rociada), para el Experimento 6 (temperatura de inicio de prueba = 1000 °C y temperatura del agua de enfriamiento = 23 °C).

- La primera parte de la curva (desde 0 hasta 24 s) es una línea horizontal, que corresponde a datos adquiridos con la placa aun dentro del horno, donde se nota el sobrecalentamiento necesario para que la temperatura de la placa al momento del impacto del agua sea de 1000 °C.
- La parte siguiente en la curva de enfriamiento (línea recta con pendiente negativa, que se extiende desde 24 hasta 38 s) corresponde al tiempo de traslado de la placa desde el horno hasta el momento de impacto con el agua de enfriamiento.
- La última parte de la curva (tiempo > 38 s) corresponde al enfriamiento producido por el rociado de agua.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Para el resto de los termopares en todas las pruebas se obtienen curvas similares. En la Figura 2 se comparan las curvas obtenidas para los pares TC2-TC5 y TC1-TC4 obtenidas en el Experimento 6.

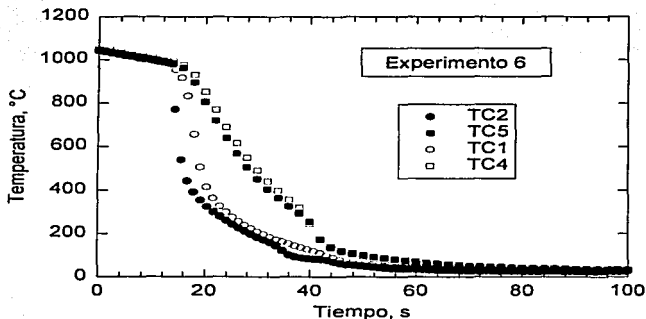


Figura 20. Comparación de las respuestas térmicas experimentales obtenidas por los termopares colocados al centro del impacto de agua (TC2 y TC5) contra los termopares colocados a 20 mm del impacto (TC1 y TC4) para el Experimento 6 (temperatura de inicio de prueba = 1000 °C y temperatura del agua de enfriamiento = 23 °C).

- En este caso solo se presentan las curvas de enfriamiento después de sacar la placa del horno; la primer parte de la curva (desde 0 hasta 14 s) es el enfriamiento durante el traslado de la placa, la segunda parte de la curva (tiempo > 14 s) representa el enfriamiento producido por el rociado.

- Los círculos dentro de la grafica representan la respuesta de los termopares colocados cerca de la superficie rociada (circulo sólido al centro del rociado y circulo abierto a 20 mm del centro). Se puede notar que prácticamente no hay gradientes de temperatura considerables a esta distancia del centro de la huella puesto que las curvas de enfriamiento son similares.
- Algo similar sucede para la respuesta térmica obtenida por los termopares colocados cerca de la superficie expuesta al aire (cuadros sólidos al centro del rociado y cuadros abiertos a 20mm del centro), pues prácticamente sus respuestas térmicas podrían ser una sola línea ($\pm 25^{\circ}\text{C}$).

En base a que no hay cambios considerables entre las curvas de enfriamiento para los pares de termopares TC2-TC5 y TC1-TC4, al caracterizar la extracción de calor dentro de la huella del rociado se empleó únicamente la respuesta térmica obtenida por el par TC2-TC5 (símbolos sólidos dentro del Figura 20).

Sin embargo, comparando la respuesta de los pares TC2-TC5 y TC3-TC6 para el Experimento 6 (ver Figura 21) sí se notan gradientes considerables.

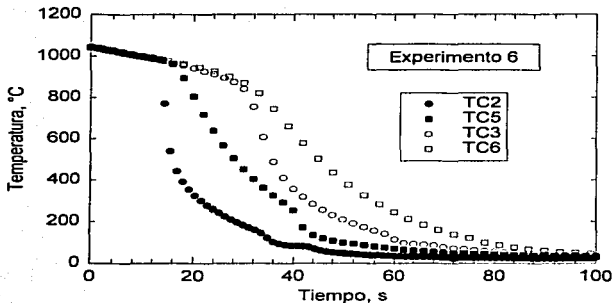


Figura 21. Comparación de las respuestas obtenidas por los termopares colocados al centro del impacto de agua (TC2 y TC5) contra los termopares colocados a 45 mm del impacto (TC3 y TC6) para el Experimento 6 (temperatura de inicio de prueba = 1000 °C y temperatura del agua de enfriamiento = 23 °C).

- A partir del tiempo de impacto del agua sobre el centro de la placa (tiempo = 14 s) se diferencian claramente las respuestas térmicas al centro (símbolos sólidos) y a 45 mm del centro (símbolos abiertos).
- Los termopares a 45 mm del centro del rociado (símbolos abiertos) después del impacto del agua al centro de la placa mantienen un enfriamiento similar al del traslado de la placa diferenciándose solo por un ligero cambio de pendiente.
- Por lo tanto las curvas de enfriamiento para los termopares colocados a 45mm del centro del rociado (distancia a la cual no hay un impacto directo de agua) presentan tres zonas: 1) enfriamiento por el traslado de la placa (primer línea recta desde 0 hasta 14 s), 2) enfriamiento por

radiación-convección antes de que el frente de enfriamiento alcance la posición de los termopares (segunda línea recta desde 14 hasta 30 s) y 3) enfriamiento producido por el agua de rociado cuando el frente de enfriamiento alcanza la posición del termopar (tiempo > 30 s).

El cambio de pendiente entre el enfriamiento por traslado de la placa y el enfriamiento por radiación-convección en las curvas de enfriamiento para el par TC3-TC6 coincide en tiempo con el cambio de pendiente entre el enfriamiento por traslado y enfriamiento por el rociado de agua para el par TC2-TC5. De esta observación podemos afirmar que el enfriamiento en puntos de la placa fuera de la huella del rociado se ve afectado por la contribución conductiva provocada por el enfriamiento repentino de los puntos de la placa afectados por el impacto directo del rociado, de ahí el primer cambio de pendiente presentado por las curvas de enfriamiento para el par TC3-TC6.

Debido a que el tiempo al que ocurre el primer cambio de pendiente en las curvas de enfriamiento correspondientes a los termopares TC2-TC5 corresponde al tiempo de inicio del rociado, y el tiempo en que ocurre el segundo cambio de pendiente en las curvas de enfriamiento de los termopares TC3-TC6 corresponde al tiempo en el que el frente de enfriamiento alcanza la posición de los termopares, las curvas de enfriamiento no presentan ninguna evidencia de formación de película de vapor sobre la superficie rociada.

Puesto que sí hay diferencias notorias entre los pares de termopares TC2-TC5 y TC3-TC6 se emplearon ambas respuestas para caracterizar la extracción de calor obteniendo condiciones diferentes para la zona de impacto directo de agua y el resto de la placa enfriada por el escurrimiento del agua impactada.

4.3 Caracterización del enfriamiento

La caracterización del enfriamiento consiste en encontrar las condiciones de frontera a las que está expuesta la placa en forma de densidades de flujo de calor (flux de calor) como función de la temperatura de la superficie, resolviendo el problema inverso de conducción de calor (IHCP)[8].

Para resolver el IHCP se empleó un programa de cómputo que emplea el algoritmo propuesto por Beck [9], este programa resuelve simultáneamente la condición de frontera para la superficie rociada y la superficie expuesta al aire empleando la respuesta térmica de los termopares situados cerca de ambas superficies (problema unidireccional con dos fronteras activas). Como datos de entrada el programa también requiere de las propiedades físicas del material (densidad, conductividad térmica y calor específico), la posición exacta en profundidad con respecto a la superficie de los termopares con los que se obtuvo la respuesta térmica dentro del material, el espaciamiento en tiempo entre cada temperatura de la curva de enfriamiento experimental (Δt) y el número de tiempos futuros (r) a emplear en la solución.

Los datos de salida del programa son: 1) el tiempo del proceso en incrementos de un Δt , 2) la temperatura estimada en la superficie rociada y en la superficie expuesta al aire, 3) las temperaturas calculadas en las posiciones de los termopares, 4) el error entre las temperaturas calculadas en los termopares y la curva de enfriamiento experimental para cada termopar y 5) la densidad de flujo de calor en ambas superficies.

A continuación se describirá la metodología empleada para determinar los valores óptimos de r y Δt para resolver el IHCP. Para tal efecto es necesario dar una nomenclatura para cada salida del IHCP, esta nomenclatura estará relacionada con el termopar del cual se hayan obtenido los datos de entrada para el problema, así pues la temperatura de la superficie cercana al TC2 será la temperatura de superficie dos (T_{sup2}) y tendrá relacionado a ella la densidad de flujo de calor dos (q_2).

En la Figura 22 se presenta la salida del programa para la densidad de flujo de calor q_2 en función de la T_{sup2} del experimento 6 variando el valor de r , para $\Delta t = 0.2$ segundos.

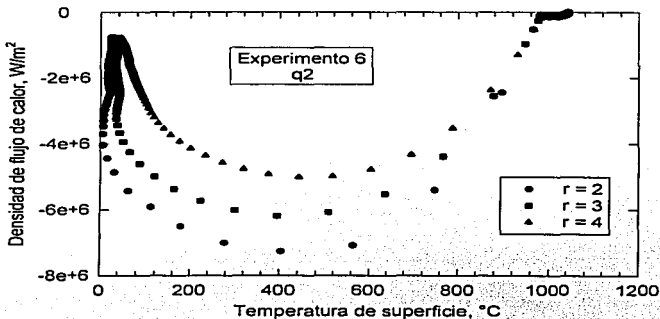


Figura 22. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie rociada dentro de la huella de agua con respecto al valor de r , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 $^{\circ}C$; temperatura del agua de enfriamiento de 23 $^{\circ}C$ y $\Delta t = 0.2$ segundos.

- En general las densidades de flujo de calor obtenidas para distintos valores de r presentan a altas temperaturas superficiales valores muy bajos, correspondiendo al enfriamiento durante el traslado de la placa.
- A la temperatura de inicio de prueba (impacto del agua $T_{sup} = 985$ $^{\circ}C$) las densidades de flujo de calor presentan un cambio brusco de pendiente (enfriamiento severo y repentino).
- Las densidades de flujo de calor presentan un máximo de extracción de calor alrededor de los 400 $^{\circ}C$ de temperatura de superficie.

- El efecto de incrementar el valor de r sobre la densidad de flujo de calor para la superficie rociada se presenta en los máximos de extracción: a un mayor valor de r el máximo de extracción de calor para la superficie rociada disminuye.
- Para valores de r de 2 y 3 la densidad de flujo de calor a bajas temperaturas (alrededor de 40 °C) presenta una sobrestimación.
- Para un valor de $r = 4$ la sobrestimación de la curva de densidad de flujo de calor a baja temperatura desaparece.

Un comportamiento similar de las curvas de densidad de flujo de calor q_2 se observa si se varía el Δt como lo muestra la Figura 23, la cual se obtuvo para el experimento 6 y $r = 4$.

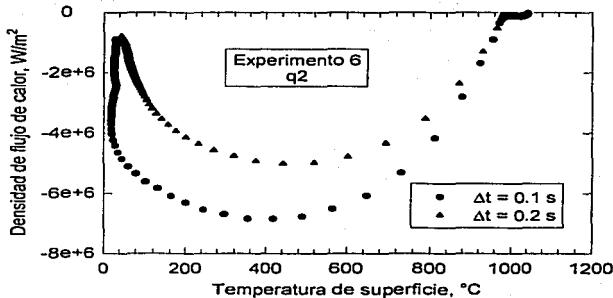


Figura 23. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie rociada dentro de la huella de agua con el valor del Δt , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $r = 4$.

- El efecto del Δt sobre las curvas de densidad de flujo de calor para la superficie rociada se manifiesta en el valor del máximo de extracción de calor: para un mayor valor de Δt el máximo de extracción en la superficie rociada disminuye.
- Para un valor de $\Delta t = 0.1$ segundos la curva de densidad de flujo de calor presenta una sobrestimación a temperaturas cercanas a 40 °C.
- Para un valor de $\Delta t = 0.2$ segundos la sobrestimación de la densidad de flujo de calor de calor desaparece.

Asimismo, cambios en los valores de r y Δt muestran efectos sobre la densidad de flujo de calor q_5 (ver Figuras 24 y 25).

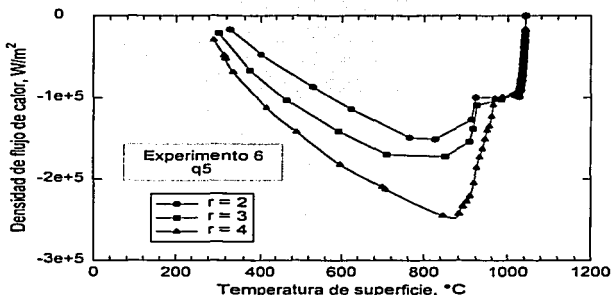


Figura 24. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie enfriada al aire en la parte posterior de la huella de agua con el valor de r , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $\Delta t = 0.2$ segundos.

- Los valores de densidad de flujo de calor para la superficie expuesta al aire son mucho menores que para la superficie rociada.
- Los valores de densidad de flujo de calor correspondientes al enfriamiento por el traslado de la placa coinciden tanto para la superficie rociada como para la superficie expuesta al aire.
- A la temperatura de impacto del agua ($T_{sup} = 985 \text{ }^\circ\text{C}$) las densidades de flujo de calor presentan un cambio brusco en pendiente, reflejo del enfriamiento producido por el rociado en la cara mojada.
- El efecto del cambio en el valor de r sobre la densidad de flujo de calor de la superficie expuesta al aire también se manifiesta en los máximos de extracción: para un mayor valor de r el máximo de extracción de calor en la superficie enfriada al aire aumenta.

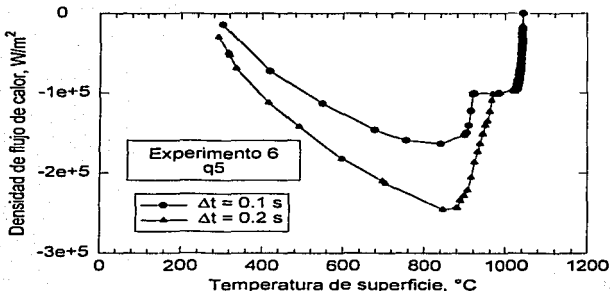


Figura 25. Variación de la densidad de flujo de calor para la superficie enfriada al aire en la Parte posterior de la huella de agua con el valor del Δt , densidades de flujo de calor obtenidas para una temperatura de inicio de prueba de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $r = 4$.

- Nuevamente el efecto del incremento del Δt sobre las curvas de densidad de flujo de calor para la superficie expuesta al aire se ve reflejado sobre el máximo de extracción: para un mayor valor del Δt el máximo de extracción de calor sobre la superficie expuesta al aire aumenta.

Es de esperarse que las curvas de densidad de flujo de calor se asemejaran por arriba de la temperatura a la cual sucede el impacto del agua ($T_{sup} = 985$ °C), esto es porque durante el traslado de la placa ambas superficies están expuestas a un enfriamiento al aire.

Después del impacto del agua es natural que la superficie rociada presente una mayor extracción de calor con respecto a la superficie expuesta al aire; por ello la gran diferencia de valores entre las curvas de densidad de flujo de calor para la superficie rociada y la superficie expuesta al aire.

El efecto de incrementar el valor de r y Δt sobre el máximo de las curvas de densidad de flujo de calor correspondientes a la superficie rociada es disminuirlo, mientras que para la superficie expuesta al aire el efecto es aumentar el máximo. Se postula que esto se debe a que la solución del problema inverso de conducción de calor para dos fronteras activas (superficie rociada y superficie expuesta al aire) se basa en un balance de energía, esto es, el calor dentro del material se disipará por ambas superficies lo que lleva a que si se extrae menos calor por una superficie se compensará el balance extrayendo más calor por la otra superficie [12].

El efecto de incrementar el valor de r y Δt no solo se refleja en las curvas de densidad de flujo de calor, sino que también, se observan variaciones sobre las curvas de temperaturas de superficie en función del tiempo estimadas por la solución del IHCP. Las Figuras 26 y 27 ejemplifican tales efectos.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

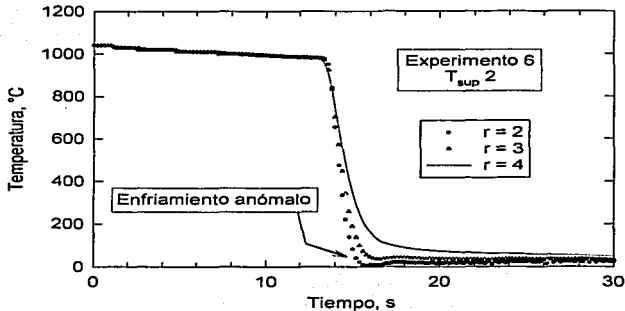


Figura 26. Efecto del valor de r sobre la temperatura de la superficie rociada estimada por la solución del IHCP, curvas estimadas empleando los datos para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C y $\Delta t = 0.2$ segundos.

- Para valores de r de 2 y 3 las curvas de enfriamiento estimadas para la superficie rociada presentan un enfriamiento anómalo por debajo de la temperatura del fluido.
- Para un valor de $r = 4$ el enfriamiento anómalo de las curvas de enfriamiento estimadas para la superficie rociada desaparece.
- El efecto de incrementar el valor de r sobre la curva de enfriamiento estimada para la superficie rociada es desplazarla hacia la derecha con respecto al eje temporal.
- Al incrementar el valor de r también se suavizan los cambios de pendiente presentados en la curva de enfriamiento.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

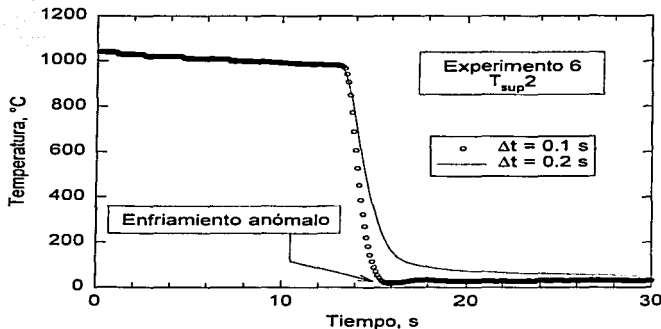


Figura 27. Efecto del valor del Δt sobre la temperatura de la superficie rociada estimada por la solución del IHCP, curvas estimadas empleando los datos para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C, temperatura del agua de enfriamiento de 23 °C, con $r = 4$.

- El primer efecto de incrementar el valor de Δt es desaparecer el enfriamiento anómalo que presenta la curva de enfriamiento.
- El segundo efecto es el desplazar hacia la derecha con respecto al eje temporal la curva de enfriamiento.
- Y un tercer efecto es que se suavizan los cambios de pendiente dentro de la curva de enfriamiento.

El enfriamiento anómalo que presentan algunas curvas de enfriamiento es el efecto de la sobrestimación de la densidad de flujo de calor producida por la inercia de la rapidez de enfriamiento elevada, la sobrestimación es mas notoria para r_s y Δt_s pequeños puesto que

para estas condiciones de estimación no se considera gran cantidad de puntos dentro de la curva de enfriamiento, sino que, se estima en base a cambios locales de temperatura como se explica en la sección 2.4.

El hecho de que se suavicen las curvas de enfriamiento y se desplacen hacia la derecha sobre el eje temporal está ligado con la disminución de los máximos en las curvas de densidad de flujo de calor, si los máximos son menores entonces la extracción de calor será menos severa disminuyendo las inercias térmicas y provocando que el enfriamiento sea mas lento y suave.

La densidad de flujo de calor que define a la condición de frontera desconocida se seleccionó en base al significado físico de las curvas de densidad de flujo de calor en función de la temperatura de superficie y a las curvas de enfriamiento para la superficie rociada. Las curvas de densidad de flujo de calor para la superficie rociada que presentan la sobrestimación generan el enfriamiento anómalo en la curva de enfriamiento para la superficie, cuya explicación física es que la placa se encuentre a una temperatura menor a la del fluido lo cual no puede ser posible debido a la ley cero de la termodinámica, otra posible explicación al enfriamiento anómalo podría ser un cambio de fase en estado sólido del material, puesto que el material empleado (acero inoxidable 304) no presenta cambio de fase dentro del intervalo de temperaturas de trabajo (acero inoxidable austenítico) dicho enfriamiento anómalo es producto de una incorrecta estimación por parte del IHCP. Por lo tanto las densidades de flujo de calor que caracterizan el enfriamiento, para estas condiciones de experimentación, son los estimados empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos.

4.4 Validación de la condición de frontera térmica

Para comprobar que las densidades de flujo de calor obtenidas son en verdad las que generan la respuesta térmica experimental de la placa se introdujeron a un simulador (DEFORMTM-3D-HT versión 3.2 [13]) el cual resuelve el problema directo de conducción de calor de forma numérica empleando el método de elemento finito; el tipo de elemento empleado por DEFORMTM-3D-HT es tetraédrico. La placa se discretizó empleando 30678 elementos (7438 nodos) y el paso de tiempo empleado en la simulación fue de 0.01 segundos. Simulando 60 segundos de enfriamiento el programa DEFORMTM-3D-HT tarda cerca de 6 horas de tiempo de proceso por cada simulación realizada.

En el caso del software DEFORMTM-3D-HT es necesario introducir la condición de frontera térmica en forma de coeficiente de transferencia de calor (h) en función de la temperatura de superficie. El cambio de densidad de flujo de calor a coeficiente de transferencia de calor se realizó mediante el empleo de la ley de enfriamiento de Newton (Ec.16)[11]. Las Figuras 28 y 29 muestran los coeficientes de transferencia de calor (h_2 y h_5 respectivamente) obtenidos a partir de las densidades de flujo de calor estimados empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para el experimento 6.

$$q = h(T_{sup} - T_{fluída}) \quad (16)$$

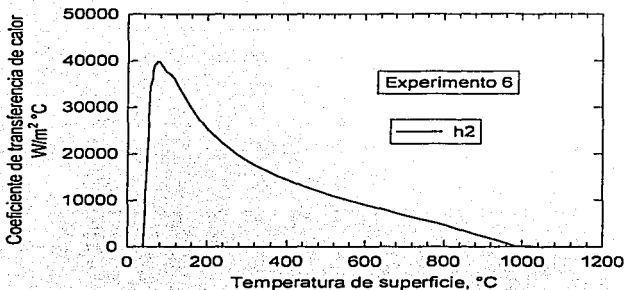


Figura 28. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie rociada dentro de la huella del rocío, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rocío de $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de agua de enfriamiento de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Antes del rocío ($T_{\text{sup}} > 985\text{ }^{\circ}\text{C}$) el valor del coeficiente es de $100\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- A la temperatura de inicio del rocío ($T_{\text{sup}} = 985\text{ }^{\circ}\text{C}$) se presenta un fuerte cambio de pendiente en la curva del coeficiente.
- La curva de coeficiente de transferencia de calor presenta un máximo de $40000\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a una temperatura de superficie de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

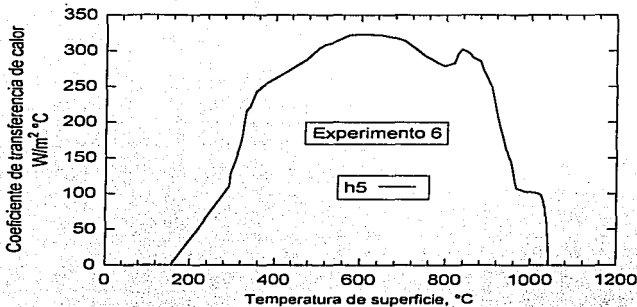


Figura 29. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie expuesta al aire en la parte posterior a la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de agua de enfriamiento de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Antes del impacto del agua el valor del coeficiente es de $100\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ correspondiente al enfriamiento por el traslado de la placa desde el horno hasta la zona de rociado.
- Al momento del impacto del agua la curva del coeficiente presenta un fuerte cambio de pendiente producido por el cambio de condiciones del enfriamiento.
- El máximo de la curva de coeficiente de transferencia de calor se alcanza a los $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ y es de $325\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Al igual que las densidades de flujo de calor los coeficientes de transferencia de calor para la superficie rociada y la superficie expuesta al aire coinciden por arriba de la temperatura

de inicio de rociado ($T_{\text{sup}} = 985 \text{ }^{\circ}\text{C}$), ya que ambas superficies están sometidas a las mismas condiciones de enfriamiento.

Por debajo de la temperatura de impacto del agua ambas curvas se separan, la superficie rociada presenta las condiciones más severas de extracción de calor alcanzando valores de coeficiente de transferencia de calor mucho mayores a los que presenta la superficie expuesta al aire, siendo la diferencia del orden de miles de $\text{W/m}^2\text{C}$.

Otros datos utilizados para llevar a cabo la simulación para validar la caracterización de las fronteras son las propiedades físicas del material como son la conductividad térmica (k) y el producto de la densidad por el calor específico (ρC_p) mostrados en el apéndice A. Además de las propiedades físicas, se requiere definir la geometría del sistema y la aplicación adecuada de las condiciones del enfriamiento.

Al realizarse una primera simulación para el experimento 6 y aplicando únicamente los coeficientes de transferencia de calor encontrados para la superficie rociada y la superficie expuesta al aire dentro de la huella del rociado (simulación correspondiente a que una superficie de la placa estuviera completamente cubierta por el agua de rociado y la otra superficie expuesta al aire) se obtuvieron las curvas de enfriamiento para la posición de cada termopar así como para las superficies. La comparación entre las curvas de enfriamiento experimentales, las curvas de enfriamiento estimadas por el IHCP y las curvas calculadas por la solución del DHCP para la superficie rociada y el termopar cercano a esta superficie se presentan en la Figura 30.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

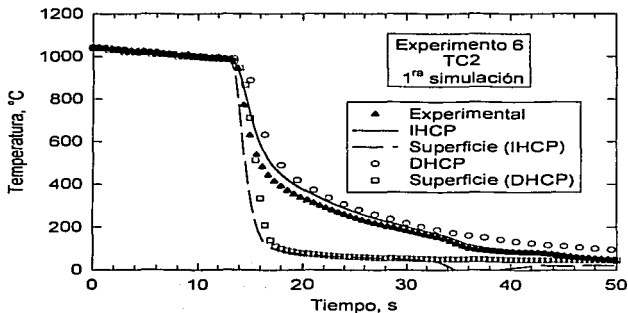


Figura 30. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC2. Obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando los coeficientes de transferencia de calor h_2 y h_5 para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.

- Puesto que solo se mide la respuesta térmica en un punto cercano a la superficie rociada se tiene una sola curva experimental (triángulos sólidos).
- Al resolver el IHCP se obtienen dos curvas de enfriamiento, una para la posición del termopar (línea continua) y otra para la superficie rociada (línea discontinua).
- Al resolver el DHCP se generan otras dos curvas de enfriamiento, una en la posición del termopar (círculos abiertos) y otra en la superficie rociada (cuadros abiertos).

- El estimado del IHCP aproxima su solución con las curvas experimentales, ambas curvas tienen el mismo comportamiento, presentando un desplazamiento en temperatura de 56.5°C entre la curva experimental y la estimada por el IHCP en la posición del termopar TC2 (triángulos negros vs. línea continua).
- La solución del DHCP aproxima al estimado proveniente del IHCP, presentando desplazamiento en temperatura de 41.5°C entre el estimado en la posición del termopar (línea continua) y la solución del DHCP (círculos abiertos).

Es de notarse que para cada estimación la respuesta térmica numérica se aleja de la respuesta experimental. La diferencia entre la curva de enfriamiento experimental y la estimación del IHCP para la posición del termopar (diferencia de 56.5°C en la parte mas alejada) se debe a que se seleccionó una densidad de flujo de calor cuyo máximo es inferior al real para evitar curvas de enfriamiento para la superficie sin significado físico.

Por otro lado, la diferencia entre las curvas de enfriamiento obtenidas por el IHCP y el DHCP se debe a limitaciones que presenta el programa DEFORMTM-3D-HT (inherentes a que es un método numérico) para aplicar las condiciones de enfriamiento instantáneamente; este problema que presenta DEFORMTM-3D-HT puede reducirse considerablemente mediante una modificación del coeficiente de transferencia de calor correspondiente a la superficie rociada que sirve de entrada al programa.

La modificación del coeficiente de transferencia de calor consiste en pequeños cambios puntuales alrededor de la temperatura a la cual inicia el rociado de agua, estos cambios puntuales son imperceptibles en la escala completa del coeficiente de extracción de calor, por lo cual en la Figura 31 se presenta una ampliación del coeficiente en la zona donde se realizaron los cambios.

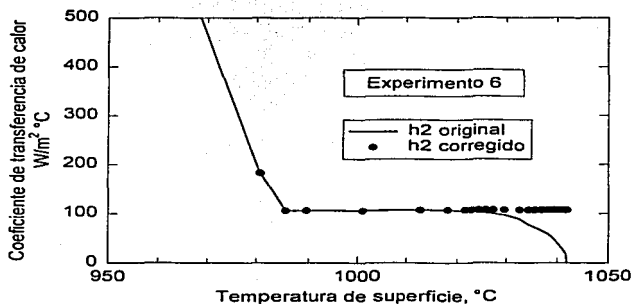


Figura 31. Vista ampliada de la zona donde se realizan los cambios al coeficiente de transferencia de calor para la superficie rociada dentro de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para obtener una mejor aproximación de los resultados producidos por el DHCP.

- El coeficiente original (línea) aumenta desde 0 $W/m^2°C$ hasta 100 $W/m^2°C$ que es el valor correspondiente al enfriamiento durante el traslado de la placa desde el horno asta la zona de rociado.

- Al coeficiente corregido (puntos negros) se le asigna el valor correspondiente al enfriamiento durante el traslado de la placa desde el inicio de la curva.
- A partir de la temperatura en que el coeficiente original alcanza el valor del enfriamiento por el traslado de la placa ($T_{sup} = 1018 \text{ }^\circ\text{C}$) ya no es necesario efectuar mas cambios en el mismo para mejorar la solución del DHCP.

El coeficiente de extracción de calor en la superficie rociada se modificó porque ésta es la superficie que presenta la mayor rapidez de extracción de calor y por tal motivo la solución numérica del IHCP no logra discernir toda la información del enfriamiento al inicio del impacto del agua. Similarmente, la solución numérica del DHCP tiene la limitación de no lograr aplicar instantáneamente el valor del coeficiente al momento adecuado. La modificación hecha al coeficiente busca que el cambio en la pendiente del coeficiente de extracción de calor ocurra a la temperatura a la cual se inicia el impacto del agua de enfriamiento y también a conservar la inercia del enfriamiento durante el traslado de la placa (por lo que se cambia el inicio de la curva del coeficiente por una línea de valores correspondientes al enfriamiento durante el traslado) y así facilitar la aplicación del coeficiente dentro de la solución del DHCP.

Al realizar la segunda simulación empleando el h_2 corregido aplicado sobre toda la superficie rociada y manteniendo el h_5 original sobre toda la superficie expuesta al aire se logró acercar notablemente la solución del DHCP con respecto a la aproximación del IHCP (ver Figura 32).

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

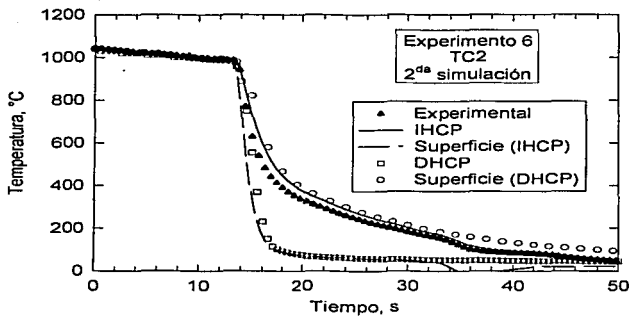


Figura 32. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC2 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando el coeficiente de transferencia de calor h_2 corregido y h_5 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000°C y temperatura de agua de enfriamiento de 23°C.

- La aproximación del IHCP no se mejora puesto que la solución del mismo es independiente al procesamiento posterior de sus resultados.
- La solución del DHCP (símbolos abiertos) se acerca notoriamente al estimado del IHCP (líneas), disminuyendo el desplazamiento entre la curva experimental y la estimada por el IHCP en la posición del termopar TC2 (triángulos negros vs. línea continua) a 19.5 °C en la parte mas alejada.

Al convertir en una línea recta los valores del coeficiente de transferencia de calor durante el traslado de la placa se logró evitar que el programa DEFORMTM-3D-HT calculara una etapa extra durante el enfriamiento. Esta etapa consiste en aplicar paulatinamente la condición de frontera de enfriamiento durante el traslado de la placa, siendo que en realidad esta condición se aplica instantáneamente cuando la placa es extraída del horno.

El coeficiente de transferencia de calor original describe aproximadamente la condición de frontera porque fue obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada por la solución del IHCP. Las primeras aproximaciones del IHCP, como en cualquier otra solución numérica, están enfocadas a aproximar al comportamiento experimental y no pueden estimarlo inmediatamente.

La comparación entre la curva de enfriamiento experimental del termopar TC5, la estimación del IHCP y la simulación del DHCP para la superficie y la posición del termopar TC5 correspondiente a la segunda simulación del experimento 6 para el par de termopares TC2-TC5 se presenta en la Figura 33.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

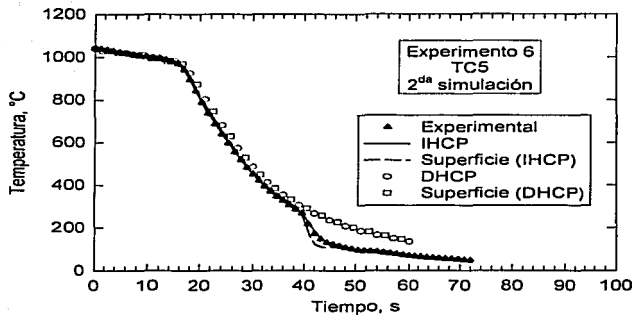


Figura 33. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC5 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos), empleando los coeficientes de transferencia de calor h_2 (corregido) y h_5 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.

- La estimación del IHCP para la curva de enfriamiento TC5 (línea continua) ajusta la curva de enfriamiento experimental (triángulos negros) para todos los tiempos.
- La estimación del IHCP de las curvas de enfriamiento para la posición del termopar TC5 (línea continua) coincide con la estimación del IHCP de la curva de enfriamiento para la superficie expuesta al aire (línea discontinua).

- De igual forma, la solución del DHCP de las curvas de enfriamiento para la posición del termopar TCS (círculos abiertos) coincide con la solución del DHCP de la curva de enfriamiento para la superficie expuesta al aire (cuadros abiertos).
- La diferencia máxima entre la respuesta térmica calculada con el DHCP y la estimada resolviendo el IHCP es de 25.3 °C.

La estimación numérica del IHCP ajusta correctamente la curva de enfriamiento del termopar TCS porque presenta rapidez de enfriamiento (cambios de pendiente y pendientes en la curva de enfriamiento suaves) menos severas que en los termopares localizados enfrente del eje de la boquilla, lo mismo sucede con la solución del DHCP.

El hecho de que las curvas de enfriamiento para la posición del termopar TCS y la superficie expuesta al aire coincidan, tanto para la aproximación del IHCP como para la solución del DHCP, indica que para cierto espesor del lado expuesto al aire dentro del ancho total de la placa no existen gradientes térmicos significativos.

4.5 Aplicación de la metodología para caracterizar el enfriamiento en la zona sin impacto directo del rociado

En la sección 4.3 se describió el procedimiento para evaluar la condición de frontera correspondiente al par de termopares TC2-TC5 del experimento 6, en la sección 4.4 se validó la condición de frontera propuesta y se presentó el procesamiento del coeficiente de transferencia de calor necesario para mejorar la simulación. Sin embargo, en esas secciones, las simulaciones realizadas fueron simplificadas puesto que en la realidad la

placa esta sometida a dos diferentes condiciones de frontera sobre la cara rociada (zona de impacto directo del agua y zonas donde escurre el agua); en esta sección se aplicarán los procedimientos explicados para caracterizar la frontera correspondiente al par de termopares TC3-TC6 (zona sin impacto directo del rociado).

Realizando los mismos procedimientos empleados para el par TC2-TC5, se obtuvieron las densidades de flujo de calor correspondientes al par TC3-TC6, que posteriormente se convirtieron en los coeficientes de transferencia de calor (h_3 y h_6 respectivamente) que se presentan en las Figuras 34 y 35.

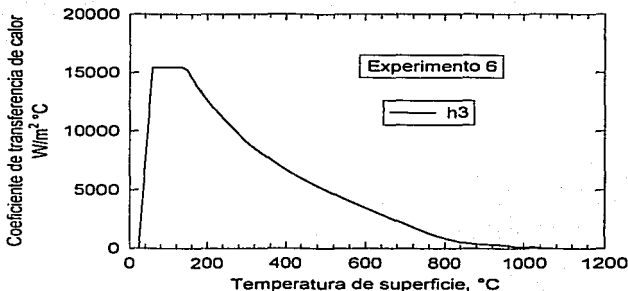


Figura 34. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie rociada fuera de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de $1000 \text{ }^\circ C$ y temperatura de agua de enfriamiento de $23 \text{ }^\circ C$.

- Antes de la temperatura de impacto del agua el coeficiente tiene un valor de $100 \text{ W/m}^2\text{°C}$ que corresponde al enfriamiento durante el traslado de la placa desde el horno hasta la zona de rociado.
- A la temperatura de impacto del agua el coeficiente da un pequeño cambio de pendiente, sin embargo no se incrementa demasiado su valor, el coeficiente llega a alcanzar una meseta a un valor de $320 \text{ W/m}^2\text{°C}$ que corresponde a un enfriamiento al aire apoyado por la contribución conductiva.
- La meseta en el coeficiente se mantiene durante el tiempo que tarda en alcanzar el frente de enfriamiento la posición del termopar TC3.
- A la temperatura de superficie en la que el frente de enfriamiento ha alcanzado la posición del termopar TC3 ($T_{\text{sup}} = 860 \text{ °C}$) la curva de coeficiente presenta un nuevo cambio de pendiente, esta vez para alcanzar un máximo de $15500 \text{ W/m}^2\text{°C}$ a una temperatura de superficie de 140 °C .

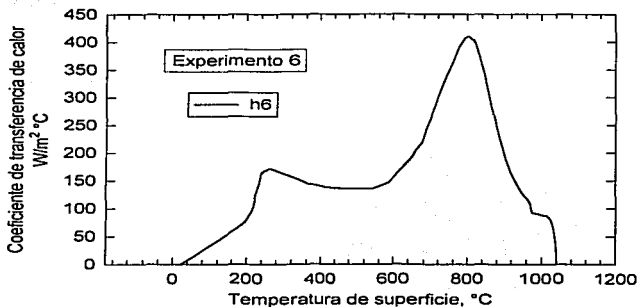


Figura 35. Coeficiente de transferencia de calor para la superficie expuesta al aire fuera de la huella del rociado, obtenido a partir de la densidad de flujo de calor estimada empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos, para la prueba con temperatura de inicio de rociado de $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de agua de enfriamiento de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Por arriba de la temperatura de impacto del agua ($T_{sup} = 985\text{ }^{\circ}\text{C}$) el valor del coeficiente es de $100\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Por debajo de la temperatura de impacto del agua el coeficiente muestra un comportamiento similar al enfriamiento al aire, hasta llegar a una temperatura de $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ en donde se presenta un cambio de pendiente.
- El cambio de pendiente que se da a los $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ es un efecto del frente de enfriamiento que alcanzó la posición de los termopares sobre la superficie rociada.

La curva del coeficiente h_3 presenta dos cambios de pendiente al inicio del enfriamiento, el primer cambio de pendiente corresponde al impacto del agua de rociado sobre la superficie de la placa. Puesto que el agua no se impacta directamente sobre la posición de los termopares, el incremento en valores del coeficiente no es tan grande como ocurre para el coeficiente h_2 , el cual está en posición del impacto directo. El incremento en valores de coeficiente de transferencia de calor en este proceso se debe a la contribución conductiva del enfriamiento producida por la zona en contacto directo con el agua. El segundo cambio de pendiente se debe a que el frente de enfriamiento alcanza la posición del termopar TC3 promoviendo a un máximo de extracción de calor.

Es importante notar que el máximo del coeficiente de transferencia de calor h_2 es de 40000 $W/m^2\text{°C}$ mientras que el máximo para el coeficiente h_3 es de 16000 $W/m^2\text{°C}$ lo que da una idea de la severidad y eficiencia del enfriamiento dentro de la zona de impacto directo de agua.

Al validar los coeficientes h_3 y h_6 (aplicando el h_3 sobre toda la superficie rociada y el h_6 sobre toda la superficie expuesta al aire) se encontró una muy buena correspondencia con los valores experimentales (ver Figura 36). Debe notarse que la aproximación para cada solución numérica para el termopar cercano a la superficie rociada (TC3) es mejor con respecto a las aproximaciones hechas con los coeficientes h_2 y h_5 para el termopar cercano a la superficie rociada (TC2).

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

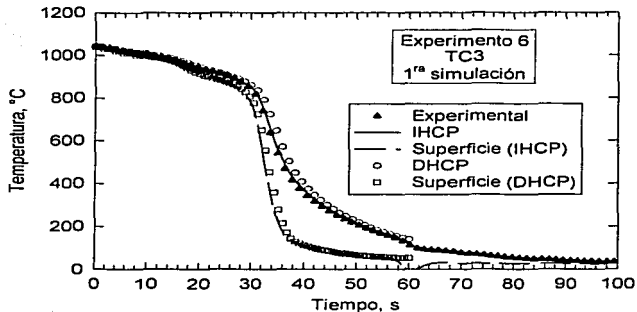


Figura 36. Comparación entre las curvas de enfriamiento para el termopar TC3 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando los coeficientes de transferencia de calor h_3 y h_6 , para la prueba con temperatura de inicio de enfriamiento de $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperatura de agua de enfriamiento de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- La estimación de la respuesta térmica en la posición del termopar TC3 del IHCP (línea continua) coincide con la respuesta térmica experimental del termopar TC3 (triángulos negros).
- La solución numérica del DHCP (símbolos abiertos) coincide con la estimación realizada por el IHCP (líneas) hasta el tiempo en que el frente de enfriamiento alcanza la posición del termopar TC3 ($t = 28\text{ s}$).
- A partir de que el frente de enfriamiento alcanza la posición del termopar TC3 la solución numérica del DHCP en la posición del termopar (círculos abiertos) se desplaza con respecto a la estimación del IHCP (línea continua). La máxima diferencia fue de $29.3\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- A tiempos muy grandes, las curvas vuelven a unirse.

Debido a que los cambios de pendiente no son tan drásticos para el termopar TC3 (rapidez de enfriamiento menor) los métodos numéricos (solución del IHCP y DEFORMTM-3D-HT) pueden aproximar mejor las repuesta térmica experimental.

La tendencia de que a menor rapidez de enfriamiento (curvas de enfriamiento mas suaves) las estimaciones numéricas aproximan mejor el comportamiento experimental es aún mas evidente para la curva de enfriamiento para el termopar TC6 (que es el que se somete a las condiciones menos severas de enfriamiento durante la experimentación) donde las predicciones generadas por el IHCP y el DHCP son muy aproximadas como lo muestra la Figura 37.

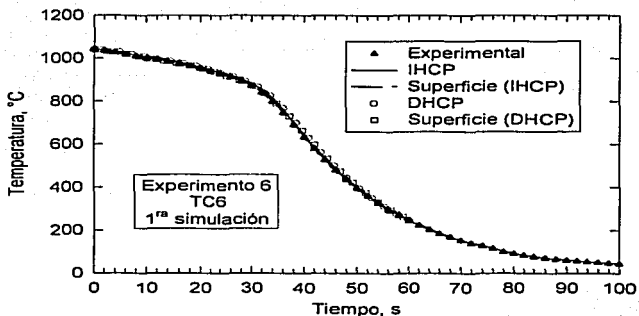


Figura 37. Comparación entre las curvas de enfriamiento correspondientes al termopar TC6 obtenidas experimentalmente (triángulo sólido), estimadas por IHCP (líneas) y calculadas mediante la solución del DHCP (símbolos abiertos) empleando el coeficiente de transferencia de calor h_3 y h_6 , para la prueba con temperatura de inicio de 1000 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C.

- Tanto la curva experimental (triángulos negros) como la estimación de la curva del IHCP (línea continua) y la solución del DHCP para la posición del termopar TC6 (círculos abiertos) coinciden perfectamente.
- Nuevamente, las curvas de enfriamiento para la superficie expuesta al aire estimadas por el IHCP (línea discontinua) y la solución del DHCP (cuadros abiertos) coinciden con la curva de enfriamiento correspondiente a la posición del termopar TC6.

Recordando que el termopar TC6 se ubica cerca de la superficie expuesta al aire, en la zona donde no hay impacto directo del rociado y observando que tanto el IHCP como el DHCP aproximan completamente el comportamiento de la curva de enfriamiento experimental, podemos reafirmar que en esa región de la placa la condición de enfriamiento es la menos severa durante la experimentación.

4.6 Comparación de la condición de frontera de enfriamiento del TC6 con un enfriamiento al aire

En la Figura 38 se presentan los coeficientes de transferencia de calor h_5 y h_6 obtenidos para el experimento 5 (temperatura de inicio de prueba de 900 °C y temperatura de agua de enfriamiento de 23 °C) resolviendo el IHCP, así como el coeficiente de transferencia de calor calculado por el IHCP a partir de las curvas de enfriamiento de una placa enfriada al aire desde 900 °C hasta temperatura ambiente en un experimento previo. Durante el enfriamiento al aire, los termopares TC1, TC2, TC3, TC4, TC5 y TC6 mostraron la misma respuesta térmica. En particular, las curvas de enfriamiento que se introdujeron al programa de computo fueron las correspondientes al par TC3-TC6.

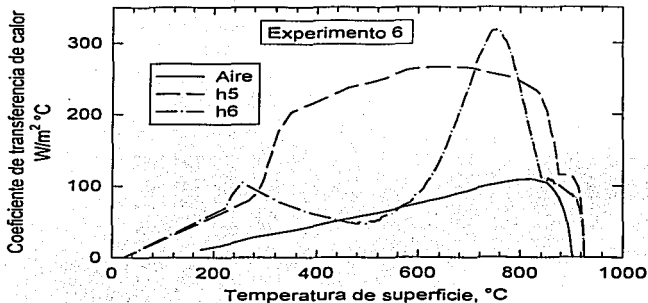


Figura 38. Comparación entre los coeficientes de transferencia de calor correspondientes a la superficie de la placa expuesta al aire en los experimentos de roseado (h3 y h6) y el coeficiente de transferencia de calor para la placa enfriada al aire (h_{aire}). Los coeficientes de transferencia de calor h3 y h6 fueron calculados bajo las condiciones del experimento 5: 1) temperatura de inicio de prueba $900^\circ C$ y 2) temperatura de agua de enfriamiento de $23^\circ C$; el coeficiente de transferencia de calor h_{aire} fue calculado a partir de curvas de enfriamiento correspondientes al enfriamiento al aire de la placa de acero inoxidable desde $900^\circ C$ hasta temperatura ambiente.

- Los coeficientes de transferencia de calor h5 y h6 presentan el mismo comportamiento por arriba de la temperatura de impacto del agua de enfriamiento ($876^\circ C$), comportamiento correspondiente al traslado de la placa.
- Por abajo de la temperatura de impacto del agua de enfriamiento los coeficientes h5 y h6 tienen comportamientos diferentes debidos a las distintas condiciones a las que está sometida la superficie rociada asociada a cada coeficiente.

- Los máximos de los coeficientes de transferencia de calor para la superficie expuesta al aire bajo las condiciones de experimentación, son diferentes a los máximos de los coeficientes de transferencia de calor cuando la placa se enfría únicamente al aire.
- El máximo del coeficiente cuando la placa es enfriada únicamente al aire es de $110 \text{ W/m}^2\text{C}$, mientras que el máximo del coeficiente h_5 es de $266 \text{ W/m}^2\text{C}$ y el máximo del coeficiente h_6 es de $318 \text{ W/m}^2\text{C}$.
- Cualitativamente el coeficiente h_{aire} y el coeficiente h_5 son diferentes, sin embargo el h_6 muestra un comportamiento similar al h_{aire} hasta los $500 \text{ }^\circ\text{C}$.
- El valor de los coeficientes h_5 y h_6 durante el traslado de la placa coincide con el valor máximo del coeficiente h_{aire} .

El coeficiente de transferencia de calor para la placa enfriada únicamente al aire alcanza rápidamente un máximo de extracción ($110 \text{ W/m}^2\text{C}$) y posteriormente disminuye monótonamente hasta alcanzar un valor de cero a la temperatura ambiente, el máximo del coeficiente calculado a partir de un enfriamiento al aire coincide con el valor de coeficiente alcanzado durante el traslado de la placa hacia el rociado, es decir, la placa no sigue con el enfriamiento típico al aire puesto que el rociado interviene en el proceso.

El impacto del agua sobre la superficie rociada de la placa influye en el enfriamiento de la superficie expuesta al aire incrementando el valor del coeficiente de transferencia de calor, el coeficiente de transferencia de calor h_6 se asemeja cualitativamente al coeficiente de transferencia de calor h_{aire} debido a que corresponde a la zona con una menor influencia del rociado dentro de la placa.

El coeficiente de transferencia de calor h_5 es completamente distinto a un enfriamiento al aire debido a que corresponde a la zona directamente afectada por el rociado de agua.

4.7 Simulación completa del sistema

Habiendo validado por separado los coeficientes h_2 - h_5 y h_3 - h_6 , ahora ya es posible simular el proceso de enfriamiento completo, es decir, aplicar cada coeficiente de transferencia de calor a la zona sobre la superficie de la placa a la cual corresponde para resolver el DHCP.

Para determinar la zona en la que se debe aplicar el coeficiente de transferencia de calor h_2 fue necesario retomar los resultados de las pruebas en frío. Puesto que el ancho de la huella que presenta impacto directo del agua es de 45 mm se decidió asignar el coeficiente h_2 corregido al centro de la superficie rociada en un ancho de 45 mm: de igual forma el coeficiente h_5 se aplicó en la superficie expuesta al aire, en un área de 45 mm de espesor y los coeficientes h_3 y h_6 se aplicaron al resto de la placa. Cabe mencionar que durante la simulación los cantos de la placa se consideraron aislados térmicamente. La Figura 39 esquematiza la forma en que se aplicaron los coeficientes.

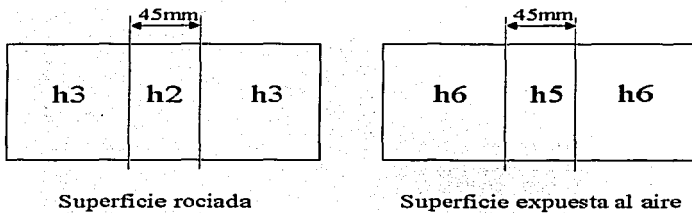


Figura 39. Áreas en las que se aplicaron los distintos coeficientes de transferencia de calor durante la simulación completa del enfriamiento de la placa; los cantos se consideran aislados térmicamente.

Los resultados de la simulación del enfriamiento del experimento 6 correspondientes a la posición de los termopares TC2, TC3, TC5 y TC6 aplicando los cuatro coeficientes de transferencia de calor se presentan en la Figura 40.

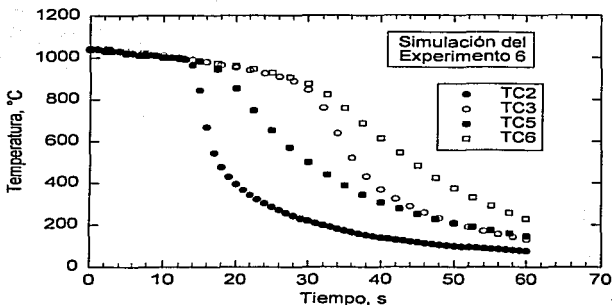


Figura 40. Simulación de las respuestas térmicas obtenidas por los termopares colocados al centro del impacto (TC2 y TC5) y los termopares colocados a 45mm del mismo (TC3 y TC6) para el experimento con temperatura de inicio de prueba de 1000 °C y temperatura del fluido de 23 °C.

- Se diferencian claramente las respuestas térmicas de los termopares que tienen un impacto directo de agua (TC2-TC5) y los termopares alejados al impacto directo (TC3-TC6).
- Las curvas simuladas tienen el mismo comportamiento que las curvas experimentales.
- El tiempo que tarda el traslado de la placa de acuerdo a la simulación es de 14 segundos (primer cambio de pendiente en la simulación de los termopares).

- El frente de enfriamiento alcanza la posición de los termopares alejados a los 27 segundos de simulación (segundo cambio de pendiente de las curvas correspondientes a los termopares TC3-TC6).
- La temperatura simulada de la placa al momento del impacto del agua fue de 990 °C.

La simulación realizada por el programa DEFORMTM-3D-HT corresponde cualitativamente y cuantitativamente a la respuesta térmica experimental, prueba de ello es que para el experimento 6 la temperatura de la placa al momento del impacto del agua es de 985 °C y sucede a los 14 segundos, mientras que en la simulación la temperatura de la placa al momento del impacto del agua es de 990 °C y sucede a los 14 segundos.

Para mostrar gráficamente la evolución del campo térmico en la placa durante el temple, la Figura 41 presenta isoterma calculadas con DEFORMTM-3D-HT a distintos tiempos durante el rociado de agua.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

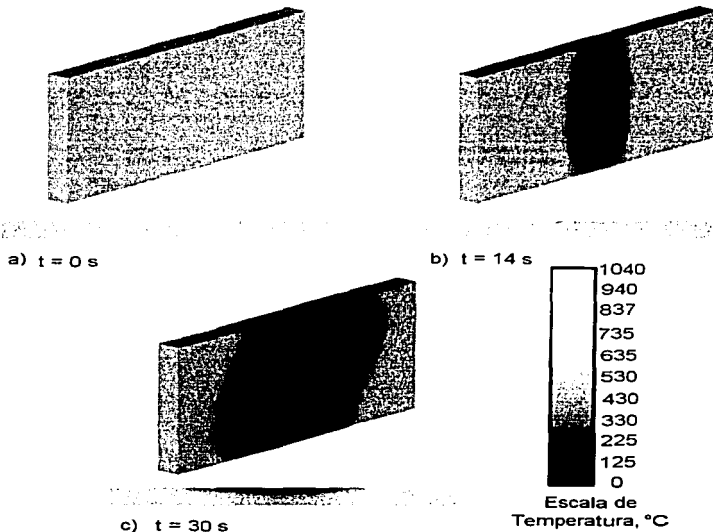


Figura 41. Perfiles de temperatura dentro de la placa de acero inoxidable a distintos tiempos durante el rociado. a) 0 segundos (inicio del transporte), b) 14 segundos (impacto del agua sobre la superficie rociada) y c) 30 segundos (tiempo en el que el escurrimiento del agua alcanza la posición del termopar TC3).

- Para cada tiempo se presenta un esquema de la placa en posición angulada y un esquema del canto superior de la misma.
- A tiempo cero (Figura 41a) la placa se encuentra a una temperatura homogénea de 1040 °C.

- Al tiempo del impacto del agua sobre la superficie rociada (Figura 41b), la temperatura en la zona de la superficie impactada disminuye instantáneamente.
- El espesor de la zona fría, se incrementa a medida que escurre el agua sobre la superficie rociada.
- Fuera de la zona fría (enfriamiento por convección-radiación) la placa mantiene temperaturas de cerca de 800 °C.
- Existen gradientes notables de temperatura en el ancho de la placa: mientras que en la zona fría la superficie rociada se encuentra alrededor de los 23 °C, la superficie expuesta al aire mantiene una temperatura cercana a los 700 °C (ver Figura 41c, vista del canto superior).

La simulación realizada por DEFORMTM-3D-HT (Figura 41) corrobora los resultados obtenidos a partir de las curvas de enfriamiento simuladas, permite analizar de forma global el proceso de enfriamiento por rociado de agua y asemeja las observaciones experimentales, permitiendo ver más a detalle los perfiles de temperatura dentro de la placa en cualquier momento y desde cualquier posición cosa imposible de realizar experimentalmente.

Para los 9 experimentos realizados se resolvió el IHCP, obteniendo las densidades de flujo de calor correspondiente a cada superficie que posteriormente se convirtieron a coeficientes de transferencia de calor con el objetivo de validar la frontera mediante el empleo del programa DEFORMTM-3D-HT, en la siguiente sección se presentan las densidades de flujo de calor ya validadas.

4.8 Efecto de las variables experimentales sobre la densidad de flujo de calor estimada

Como parte del resultado final de este trabajo, en la Figura 42 se presentan las densidades de flujo de calor q_2 en función de la temperatura de la superficie rociada, manteniendo la temperatura de inicio del rociado constante (1000 °C) y variando la temperatura del agua de enfriamiento (11, 23 y 43 °C).

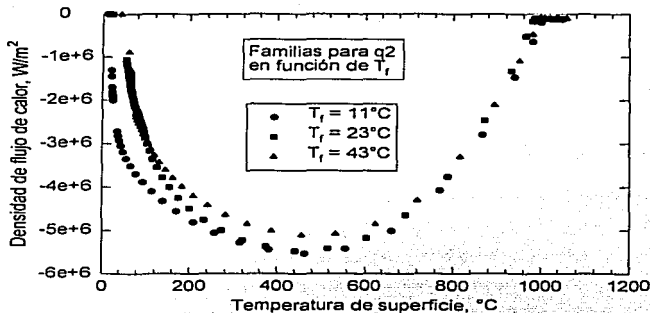


Figura 42. Densidades de flujo de calor q_2 , para los experimentos con temperatura de inicio del rociado de $1000^{\circ}C$ y distintas temperaturas del agua de enfriamiento: $11^{\circ}C$ (círculos), $23^{\circ}C$ (cuadrados) y $43^{\circ}C$ (triángulos).

- Por arriba de la temperatura de inicio de rociado ($1000^{\circ}C$) los valores de la densidad de flujo de calor para las distintas temperaturas del fluido coinciden en $-100000 W/m^2$ (valor correspondiente al enfriamiento durante el traslado de la placa).

- A la temperatura de inicio de rociado, los valores de la densidad de flujo de calor se disparan para alcanzar un máximo cerca de los 450 °C.
- El máximo de la curva de densidad de flujo de calor disminuye con el incremento de la temperatura del fluido.
- Para la temperatura del fluido de 11 °C el máximo de densidad de flujo de calor es de -5530000 W/m², para la temperatura del fluido de 23 °C el máximo de densidad de flujo de calor es de -5480000 W/m² y para la temperatura del fluido de 43 °C el máximo de densidad de flujo de calor es de -5100000 W/m².
- Por debajo de los 100 °C las curvas de densidad de flujo de calor se separan para finalizar a su temperatura correspondiente del fluido con un valor de cero W/m².

Por otro lado, en la Figura 43 se presentan las densidades de flujo de calor q_2 en función de la temperatura de la superficie rociada, manteniendo la temperatura del agua de enfriamiento constante (23 °C) y variando la temperatura de inicio del rociado (800, 900 y 1000 °C).

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

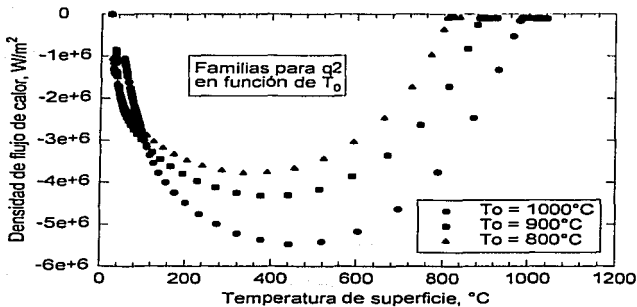


Figura 43. Densidades de flujo de calor q_2 , para los experimentos con temperatura del agua de enfriamiento de $23^{\circ}C$ y distintas temperaturas de inicio del rociado: $1000^{\circ}C$ (círculos), $900^{\circ}C$ (cuadrados) y $800^{\circ}C$ (triángulos).

- Por arriba de las temperaturas de inicio del rociado ($800, 900$ y $1000^{\circ}C$) las densidades de flujo de calor presentan valores de $-100000 W/m^2$ correspondiente al enfriamiento durante el traslado de la placa.
- A la temperatura de inicio del rociado los valores de la densidad de flujo de calor se disparan para alcanzar un máximo cerca de los $450^{\circ}C$.
- El máximo en la densidad de flujo de calor disminuye a medida que la temperatura de inicio del rociado disminuye.

- Para la temperatura de inicio de rociado = 1000 °C el máximo de densidad de flujo de calor es de -5480000 W/m², para la temperatura de inicio de rociado = 900 °C el máximo de densidad de flujo de calor es de -4330000 W/m² y para la temperatura de inicio de rociado = 800 °C el máximo de densidad de flujo de calor es de -3800000 W/m².
- Por debajo de los 100 °C las curvas de densidad de flujo de calor se unen para converger a un valor de cero a una temperatura de 23 °C.

Para distintas temperaturas de fluido de enfriamiento y distintas temperaturas de inicio del rociado las densidades de flujo de calor se pueden agrupar en familias, las curvas de densidad de flujo de calor en función de la temperatura de superficie presentan comportamientos similares bajo las distintas condiciones de enfriamiento, variando los valores máximos alcanzados.

Manteniendo la temperatura del fluido de enfriamiento constante y variando la temperatura de inicio del rociado, el máximo de la curva de densidad de flujo de calor disminuye a medida que la temperatura de inicio del rociado disminuye. Esto es debido a que la diferencia de temperatura (fuerza motriz del enfriamiento) disminuye, generando una menor rapidez de enfriamiento.

Por otro lado, manteniendo la temperatura de inicio del rociado constante y variando la temperatura del fluido de enfriamiento, el máximo de la curva de densidad de flujo de calor disminuye con el incremento de la temperatura del fluido. Esto es debido a que el

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

subenfriamiento (la diferencia entre la temperatura de ebullición del agua y la temperatura de trabajo del agua) disminuye, generando una menor rapidez de enfriamiento.

A una temperatura de agua de enfriamiento de $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ se cuenta con el menor subenfriamiento, lo cual podría facilitar la formación de una película de vapor, por lo que se disminuiría la rapidez de enfriamiento de las placas. Sin embargo, al analizar las curvas de densidad de flujo de calor en función de la temperatura de superficie no se encontró evidencia de tal efecto, como se muestra en la Figura 44, en la que se presentan las familias de densidad de flujo de calor q_3 estimadas para la temperatura de fluido de $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ y las tres diferentes temperaturas de inicio de rociado.

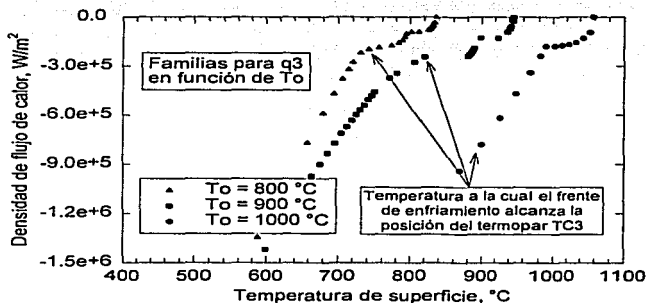


Figura 44. Densidades de flujo de calor q_3 , para los experimentos con temperatura del agua de enfriamiento de $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ y distintas temperaturas de inicio del rociado: $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ (círculos), $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ (cuadrados) y $800\text{ }^{\circ}\text{C}$ (triángulos).

- A altas temperaturas los valores de densidad de flujo de calor corresponden a un enfriamiento al aire ($q = 100000 \text{ W/m}^2$).
- Al iniciarse el rociado, la densidad de flujo de calor presenta un primer cambio de pendiente provocado por el impacto de agua.
- Al llegar el frente de enfriamiento a la posición del TC3 se produce un segundo cambio de pendiente.
- Para la temperatura de inicio de rociado de $800 \text{ }^\circ\text{C}$ la densidad de flujo de calor presenta el primer cambio de pendiente a los $801 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura de la superficie de la placa al momento del impacto del agua), el valor de densidad de flujo de calor aumenta a 196000 W/m^2 manteniéndose hasta la temperatura en que el frente de enfriamiento alcanza la posición del termopar TC3 ($T = 746 \text{ }^\circ\text{C}$); a esa temperatura se vuelve a dar un cambio de pendiente para alcanzar un máximo de densidad de flujo de calor.
- El primer cambio de pendiente para la curva de densidad de flujo de calor correspondiente a la temperatura de inicio de rociado de $900 \text{ }^\circ\text{C}$ se da a los $906 \text{ }^\circ\text{C}$, antes de que el frente de enfriamiento alcance la posición del termopar TC3 la densidad de flujo de calor llega a alcanzar un valor de 245800 W/m^2 , el frente de enfriamiento alcanza dicha posición a una temperatura de superficie de $814 \text{ }^\circ\text{C}$ temperatura a la cual se presenta el segundo cambio de pendiente para alcanzar un valor máximo.

- Para la curva de densidad de flujo de calor correspondiente a una temperatura de inicio de rociado de 1000 °C el primer cambio de pendiente se da a los 996 °C, el segundo cambio de pendiente provocado por la llegada del frente de enfriamiento a la posición del termopar TC3 no es tan notorio, sin embargo, a una temperatura de 900 °C se alcanza a percibir un ligero cambio de pendiente correspondiente a tal efecto.

Las temperaturas a las cuales ocurre el segundo cambio de pendiente en las curvas de densidad de flujo de calor (debido a la llegada del frente de enfriamiento) coinciden con las temperaturas experimentales a las que el frente de enfriamiento alcanza dicha posición, por lo que se puede afirmar que ninguna de las tres curvas de densidad de flujo de calor presenta evidencia de formación de película de vapor durante el enfriamiento por rociado.

Capítulo 5

Conclusiones

1. La huella de la distribución de densidad de impacto de agua para la boquilla TEEJET 2540, colocada a una distancia de 230 mm de la placa rociada y para un flujo de agua de 23 LPM, mide 45 mm de ancho por 150 mm de largo. El mapa de densidades de impacto tiene forma de óvalos concéntricos, de los cuales los óvalos centrales reúnen la mayor cantidad de agua.
2. En la zona de la placa impactada directamente por el agua de enfriamiento, no existen gradientes de temperatura en la dirección perpendicular a la boquilla de rociado, debido a que la distribución de densidades de impacto dentro de la huella de agua es relativamente homogénea y el modo de enfriamiento es el mismo.
3. En la zona de la placa enfriada por el impacto directo de agua, las condiciones de enfriamiento son diferentes a las condiciones de la zona enfriada por escurrimiento, debido a que en el primer caso, el enfriamiento se realiza por la renovación continua de gotas de agua que se impactan a alta velocidad, mientras que en el segundo caso el enfriamiento se lleva a cabo por medio de una película de agua que escurre sobre la superficie de la placa.

4. El efecto de aumentar el valor de los parámetros r y Δt en la solución del IHCP es disminuir los valores máximos de densidad de flujo de calor para la superficie rociada. La mejor estimación del IHCP para las condiciones experimentales descritas se realiza empleando $r = 4$ y $\Delta t = 0.2$ segundos.
5. La disminución de la diferencia entre la temperatura de la placa al inicio del rociado y la temperatura de trabajo del fluido genera una disminución del máximo de la curva de densidad de flujo de calor.
6. La disminución del subenfriamiento del agua genera una disminución del máximo de la curva de densidad de flujo de calor.
7. El enfriamiento por rociado de agua incrementa severamente la extracción de calor de la placa de acero inoxidable en comparación con el enfriamiento únicamente al aire, las curvas de densidad de flujo de calor no presentan zona de enfriamiento por película de vapor, por lo que el enfriamiento por rociado de agua es muy eficiente.
8. Los resultados de las simulaciones del enfriamiento por rociado de agua empleando los coeficientes de transferencia de calor propuestos son representativos de la experimentación.

Apéndice A

Acero inoxidable tipo AISI 304

Tabla 2. Composición química del acero inoxidable AISI 304 [14]:

% C	% Cr	% Ni	% Mn	% Si	% P	% S
0.08	18 - 20	8 - 10.5	2.00	1.00	0.045	0.03

Propiedades térmicas del acero inoxidable AISI 304 [15]:

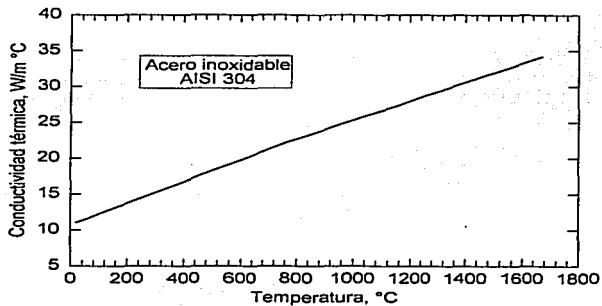


Figura 45. Conductividad térmica del acero inoxidable AISI 304 [15].

FALLA DE ORIGEN

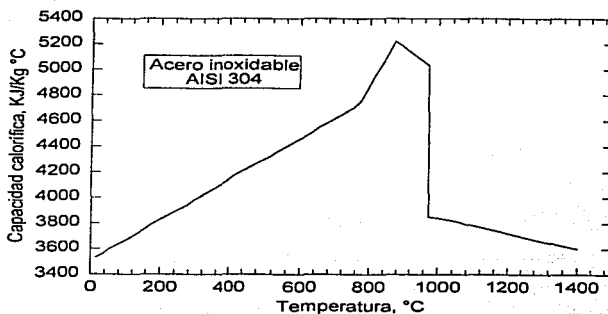


Figura 46. Capacidad calorífica del acero inoxidable AISI 304 [15].

Bibliografía

- [1] W.R. Irving. **Continuous Casting of Steel, Machine Components, Heat Transfer and Strand Solidification**, Capítulo 3, pp. 37 a 92, Institute of Materials, Cambridge, 1993.
- [2] E. Muños, B. Hernández y A.H. Castillejos. "Determinación de las Condiciones de Frontera Durante el Enfriamiento Secundario en una Maquina de Colada Continua en un Proceso CSP". *Memorias del XXII Simposio Nacional de Siderurgia*, pp.18-1 a 18-2, Morelia, , México, 2001.
- [3] U.S.S. **The Making, Shaping and Treating of Steel**. *Thermomechanical Treatment*, sección 7, capítulo 20, pp. 607 a 609, Ed. Herbick & Held, USA, 1971.
- [4] J.K. Brimacombe. "Role of Mathematical Modeling in Metallurgical Engineering". *Intl. Conf. on Progress in Metallurgical Research: Fundamental and Applied Aspects*, pp. 241 a 268, IIT Kanpur, India.
- [5] **Metals Handbook** 10th ed., vol 4, pp. 67 a 120, American Society for Metals, 1990.
- [6] G.E. Totten, C.E. Bates y N.A. Clinton. **Handbook of Quenchants and Quenching Technology**. *Spray Quenching*, Capítulo 7, pp. 239 a 289, Ed. ASM International, 1993.

- [7] The Institute of Materials. **Quenching and Carburising**, *Proceedings of the Third International Seminar of the International Federation for Heat Treating and Surface Engineering*, The Institute of Materials, Melbourne, 1991.
- [8] J.V. Beck, B. Blackwell y C.R. St. Clair Jr. **Inverse Heat Conduction**, *Description of the Inverse Heat Conduction Problem*, Capítulo 1, pp. 1 a 50, Ed. A Wiley, 1985.
- [9] J.V. Beck, B. Litkouhi y C.R. St. Clair Jr. "Efficient Solution of the Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem". *Numerical Heat Transfer*, vol 5, pp. 275 a 286.
- [10] J.S. Téllez M. "Desarrollo de un Dispositivo para Caracterizar la Extracción de Calor en Baños de Temple". Tesis Facultad de Química, UNAM, México 2000.
- [11] G.H. Geiger & D.R. Poirier. **Transport Phenomena in Metallurgy**, *Heat Transfer and the Energy Equation*, Capítulo 7, pp. 207 a 240, Ed. Addison-Wesley, USA, 1973.
- [12] Por publicar.

[13] K. Arimoto, G. Li, A. Arvind y W.T. Wu. "The Modeling of Heat Treating Process". *18th Heat Treating Conference*, pp. 23 a 30, R.A. Wallis and H.W. Walton, Ed. ASM International, Rosemont, Illinois, 1998.

[14] **Metals Handbook** 9th ed., vol 3, pp. 3 a 40, American Society for Metals, 1980.

[15] T. Altan, S. Oh, H.L. Gegel. **Metal Forming Fundamentals and Applications**. American Society for Metals, Park, Ohio, 1983.