



UNIVERSIDAD DE SONORA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA
POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA CONVECCIÓN
TURBULENTO (NATURAL Y FORZADA) EN UNA
CAVIDAD RECTANGULAR VENTILADA CON
GENERACIÓN DISCRETA DE CALOR**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

PRESENTA:

ZENAIDA CENORINA BRICEÑO AHUMADA

HERMOSILLO, SONORA

OCTUBRE 2011

Universidad de Sonora

Repositorio Institucional UNISON



**"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"**



Excepto si se señala otra cosa, la licencia del ítem se describe como openAccess

RESUMEN

En este trabajo de tesis se llevó a cabo un estudio numérico de la transferencia de calor turbulenta en una cavidad rectangular bidimensional ventilada con generación discreta de calor. Se utilizó el software de dinámica de fluidos computacional Fluent 6.3 con el modelo de turbulencia k_t - ϵ_t estándar y el intercambio radiativo se resolvió con el método de coordenadas discretas. En la parte de los estudios de validación de los resultados numéricos se obtuvieron resultados para la comparación con los datos experimentales del artículo de Radhakrishnan et al. (2007), los cuales corresponden a una cavidad rectangular ventilada en cuyo interior se encuentra una fuente de calor, obteniéndose una buena concordancia.

Los resultados se obtuvieron para una cavidad de 2.5 m de altura y 3.0 m de ancho, con paredes horizontales adiabáticas y paredes verticales isotérmicas, en donde la pared derecha se mantuvo a 35 °C y la pared izquierda a 25 °C. Se permitió la entrada del aire con temperaturas de 15 °C y 25 °C, a velocidades de 0.2, 0.5, 1.0, 1.5 y 2.0 m/s y de acuerdo a tres configuraciones establecidas. Las paredes de la cavidad tomaron tres diferentes valores de emisividad: 0, 0.5 y 1.0. La generación discreta de calor se representó como un ser humano que permanece a una temperatura constante de 34 °C.

Se observó que, en general, al incrementarse la velocidad de entrada del aire las temperaturas en el interior de la cavidad disminuyen. La presencia de la fuente de calor en la cavidad favorece la formación de zonas de recirculación en la región izquierda de la cavidad, mismas que incrementan su tamaño al aumentar la velocidad de entrada del aire.

Al aumentar la emisividad de las paredes la temperatura del fluido se incrementa, pero el intercambio radiativo no afecta sustancialmente los patrones de flujo dentro de la cavidad ventilada, presentándose las mayores diferencias cuando la velocidad de entrada del aire es de 0.2 m/s, lo mismo aplica para las líneas de calor. La magnitud de la

velocidad del fluido se modifica debido al efecto de la radiación; sin embargo, el efecto disminuye al incrementar la velocidad de entrada.

Los coeficientes promedio de transferencia de calor en la pared derecha y en la fuente de calor aumentan con la velocidad de entrada del aire y, los casos con una temperatura de entrada de 15 °C presentan mayores coeficientes promedio de transferencia de calor que aquéllos con una temperatura de entrada de 25 °C.

Para la cavidad sin generación discreta de calor, la configuración (C) (entrada del aire por la parte inferior de la pared derecha y salida por la parte central del techo) proporciona los mayores coeficientes promedio de transferencia de calor, favoreciendo la remoción de calor de la pared derecha; además esta configuración presenta las menores temperaturas promedio y las mayores eficiencias de distribución de temperatura. Al tomar en cuenta el intercambio radiativo en la cavidad sin generación discreta de calor el coeficiente promedio de transferencia de calor en la pared derecha aumentó considerablemente: entre 40.6% y 99.3% para una temperatura de entrada de 15 °C, y entre 56.3% y 183.2% para una temperatura de entrada de 25 °C.

La configuración (A) (entrada del aire por la parte inferior de la pared derecha y salida por la parte superior de la pared izquierda) proporciona una mejor transferencia de calor en el interior de la cavidad con generación discreta de calor, al remover simultáneamente el calor de la pared caliente y de la fuente, presentando las menores temperaturas promedio en el interior de la cavidad y las mayores eficiencias de distribución de temperatura. El intercambio radiativo aumenta considerablemente los coeficientes promedio de transferencia de calor: entre 26.7% y 53.2% para la pared derecha, y entre 27.9% y 85.1% para la fuente de calor, a una temperatura de entrada del aire de 15 °C; y entre 35.8% y 91.0% para la pared derecha, y entre 43.6% y 159.3% para la fuente de calor, a una temperatura de entrada del aire de 25 °C.

ABSTRACT

In this thesis work a numerical study of the turbulent heat transfer in a bidimensional rectangular ventilated cavity with discrete heat generation was carried out. It was utilized the computational fluid dynamics software Fluent 6.3, with the turbulence model $k_t\text{-}\epsilon_t$ standard and the discrete ordinates method for the radiative exchange among walls of the cavity. The validation of the numerical results was made by comparing with the experimental data of Radhakrishnan et al. (2007), which correspond to a rectangular ventilated cavity with a discrete heat source, and it was obtained a good agreement.

The numerical results were obtained for a cavity of 2.5 m of height and 3.0 m of width, with adiabatic horizontal walls and isothermal vertical walls, the right wall was kept at 35 °C and the left wall at 25 °C. The incoming air had temperatures of 15 °C and 25 °C, velocities of 0.2, 0.5, 1.0, 1.5 and 2.0 m/s, according to three configurations of inlet and outlet. The cavity walls had three different emissivity values: 0, 0.5 and 1.0. The discrete heat generation was represented as a human being kept at a constant temperature of 34 °C.

It was observed, in general, that increasing the incoming air velocity causes lower temperatures inside the cavity. The presence of the heat source in the cavity favors the formation of recirculation zones in the left region of the cavity, which increase their size when the velocity inlet increases.

The numerical results indicated that when the emissivity of the walls increases the fluid temperature increases, however the radiative exchange affects slightly the flow pattern in the cavity with the maximum differences occurring for a velocity inlet of 0.2 m/s. The above behavior also occurs with the heatlines. On the other hand, the velocity magnitude of the fluid is modified by the radiation; however this effect decreases when the velocity inlet is increased.

The average heat transfer coefficients of the right wall and the heat source increase with the velocity inlet, besides the incoming air at 15 °C presents higher average coefficients than those with the incoming air at 25 °C. For the cavity without discrete heat generation, the configuration (C) (inlet on the lower part of the right vertical wall and outlet on the center of the upper horizontal wall) gives the highest average heat transfer coefficients, which favors the heat removal of the right wall. Configuration (C) also presents the lowest average temperatures and the highest temperature distribution effectiveness. When the radiative exchange is considered in the cavity without discrete heat generation the average heat transfer coefficient on the right wall increased considerably, between 40.6 % and 99.3% for an inlet temperature of 15 °C, and among 56.3% and 183.2% for an inlet temperature of 25 °C.

However the configuration (A) (inlet on the lower part of the right vertical wall and outlet on the upper part of the left vertical wall) gives higher heat transfer coefficients inside the cavity with discrete heat generation, removing heat from the hot wall and from the source. This configuration offers the lowest average temperatures inside the cavity and the highest temperature distribution effectiveness. The radiative exchange increases the average heat transfer coefficients considerably. When the incoming air temperature was 15 °C the percentage increases were between 26.7 % and 53.2 % for the right wall, and among 27.9% and 85.1% for the heat source. For an incoming air temperature of 25 °C the increases were between 35.8% and 91.0% for the right wall, and 43.6% and 159.3% for the heat source.

TABLA DE CONTENIDO

	Página
RESUMEN	iv
ABSTRACT	vi
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE TABLAS	xiv
NOMENCLATURA	xvii
AGRADECIMIENTOS	xx
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	
1.1 Introducción.	1
1.2 Objetivos.	4
2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	5
3. METODOLOGÍA	
3.1 Descripción del problema físico.	13
3.2 Descripción del modelo matemático.	15
3.2.1 Modelado de la turbulencia.	17
3.2.2. Modelo k-epsilon estándar (Launder y Sharma, 1974).	23
3.2.3 Número de Nusselt.	25
3.2.4 Transferencia de calor por radiación.	26
3.2.5 Líneas de calor.	29
3.3 Condiciones de frontera.	31
3.3.1 Condiciones de frontera hidrodinámicas.	32
3.3.2 Condiciones de frontera térmicas.	32
3.3.3 Condiciones de frontera para las cantidades turbulentas (ϵ_t , k_t)	33
3.4 Solución del modelo matemático.	34

3.4.1 Método de volumen finito.	34
3.4.2 Esquemas de discretización.	35
3.4.3 Algoritmo de acople (SIMPLE).	36
3.3.1 Método de coordenada discreta para la solución de la transferencia de calor por radiación.	37

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Validación con los datos experimentales de Radhakrishnan et al. (2007).	39
4.2 Estudio de independencia de malla.	42
4.2.1 Estudio de independencia de malla para la cavidad sin generación discreta de calor con transferencia de calor por convección mixta.	42
4.2.2 Estudio de independencia de malla para la cavidad sin generación discreta de calor con transferencia de calor por convección mixta e intercambio radiativo.	43
4.2.3 Estudio de independencia de malla para la cavidad con generación discreta de calor con transferencia de calor por convección mixta.	46
4.2.4 Estudio de independencia de malla para la cavidad con generación discreta de calor con transferencia de calor por convección mixta e intercambio radiativo.	46
4.3 Parámetros de estudio.	52
4.3.1 Velocidad de entrada del aire en la cavidad.	52
4.3.2 Emisividad de las paredes de la cavidad.	52
4.3.3 Temperatura de entrada del aire a la cavidad .	53
4.3.4 Configuraciones de entrada y salida del aire a la cavidad.	53
4.4 Efecto de la velocidad de entrada del aire en la cavidad ventilada.	53

4.5 Efecto del intercambio radiativo en la cavidad ventilada.	65
4.6 Efecto de la temperatura de entrada en la cavidad ventilada.	80
4.7 Efecto de la configuración de entrada y salida en la cavidad ventilada.	89
4.8 Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad	103
4.8 Análisis de la transferencia de calor en la cavidad ventilada.	115
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
5.1 Conclusiones.	129
5.2 Recomendaciones.	131
BIBLIOGRAFÍA	132

LISTA DE FIGURAS

Figura		Página
3.1	Modelo físico de una habitación con un ser humano como fuente discreta de calor.	14
4.1	Modelo físico de la cavidad estudiada por Radhakrishnan et al. (2007).	40
4.2	Resultados del estudio de independencia de malla para la velocidad vertical (v) en $y=1.25$ m. (Convección mixta)	45
4.3	Resultados del estudio de independencia de malla para la velocidad vertical (v) en $y=1.25$ m. (Convección mixta e intercambio radiativo)	47
4.4	Cavidades malladas: (I) sin generación discreta de calor, (II) con generación discreta de calor.	50
4.5	Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	56
4.6	Líneas de corriente (kg/s) en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	57
4.7	Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	61
4.8	Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	63
4.9	Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	66
4.10	Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	69
4.11	Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	70
4.12	Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	71

Figura		Página
4.13	Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	72
4.14	Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	74
4.15	Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	75
4.16	Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	76
4.17	Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	77
4.18	Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	78
4.19	Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	79
4.20	Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	81
4.21	Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	82
4.22	Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	84
4.23	Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	85
4.24	Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	86
4.25	Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	87
4.26	Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	90

Figura		Página
4.27	Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	91
4.28	Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	92
4.29	Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.	93
4.30	Campos de temperatura en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	95
4.31	Líneas de corriente en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	98
4.32	Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	100
4.33	Líneas de calor en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	101
4.34	Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	102
4.35	Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada sin generación discreta de calor para $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	104
4.36	Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada sin generación discreta de calor para $T_{ent}=25^{\circ}\text{C}$.	105
4.37	Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada con generación discreta de calor para $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.	106
4.38	Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada con generación discreta de calor para $T_{ent}=25^{\circ}\text{C}$.	107

LISTA DE TABLAS

Tabla		Página
1.1	Evolución del consumo doméstico de energía eléctrica (kWh/persona) en varios estados de la República Mexicana	2
2.1	Intervalos de los parámetros estudiados en trabajos sobre convección mixta en cavidades con generación discreta de calor.	12
3.1	Configuraciones de estudio de la cavidad ventilada.	13
4.1	Comparación del número de Nusselt (en la fuente de calor) del artículo de Radhakrishnan et al. (2000) y el obtenido con Fluent.	41
4.2	Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta sin generación de calor.	44
4.3	Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta e intercambio radiativo sin generación de calor.	48
4.4	Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha y en la fuente discreta de calor (ser humano) con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta con generación de calor.	49
4.5	Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha y en la fuente discreta de calor (ser humano) con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta e intercambio radiativo con generación de calor.	51
4.6	Temperatura promedio (°C) en la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15 °C.	109
4.7	Temperatura promedio (°C) en la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 25 °C.	110

Tabla	Página
4.8 Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$) en la cavidad con generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15°C .	111
4.9 Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$) en la cavidad con generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 25°C .	112
4.10 Magnitud de la velocidad (m/s) en la cavidad con generación discreta de calor para la configuración (A).	114
4.11 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 15°C en la cavidad sin generación discreta de calor.	116
4.12 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 15°C en la cavidad sin generación discreta de calor.	117
4.13 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 25°C en la cavidad sin generación discreta de calor.	118
4.14 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 25°C en la cavidad sin generación discreta de calor.	119
4.15 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 15°C en la cavidad con generación discreta de calor.	122
4.16 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 15°C en la cavidad con generación discreta de calor.	123
4.17 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{-K}$) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 25°C en la cavidad con generación discreta de calor.	124

Tabla		Página
4.18	Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 25 °C en la cavidad con generación discreta de calor.	125
4.19	Pérdidas de calor en la fuente (W/m ²) para una temperatura de entrada del aire de 15 °C.	127
4.20	Pérdidas de calor en la fuente (W/m ²) para una temperatura de entrada del aire de 25 °C.	128

NOMENCLATURA

C_p	Calor específico (J/kg-K).
$C_{\mu}, C_{1\epsilon t}, C_{2\epsilon t}, C_{3\epsilon t}$	Coefficientes del modelo de turbulencia (adimensionales).
E_x	Flujo de calor en dirección x (W/m ²).
E_y	Flujo de calor en dirección y (W/m ²).
g	Aceleración de la gravedad (m/s ²).
G_k	Generación de la energía cinética turbulenta (J/kg-s).
H	Función de calor (W/m ²).
H_x	Ancho de la cavidad (m).
H_y	Altura de la cavidad (m).
H_f	Altura de la fuente de calor (m).
H^*	Altura de la cavidad excluyendo la longitud de las aperturas (m).
H_i	Longitud de la apertura de entrada del aire (m)
H_o	Longitud de la apertura de salida del aire (m)
h_{conv}	Coefficiente convectivo de transferencia de calor (W/m ² -K)
h_{rad}	Coefficiente convectivo de transferencia de calor (W/m ² -K)
I	Intensidad de radiación (W/m ² -s).
I_b	Intensidad de cuerpo negro (W/m ² -s).
k	Conductividad térmica (W/m-K).
k_t	Energía cinética turbulenta (J/kg)
k_{t-ent}	Energía cinética turbulenta en la entrada (J/kg).
Nu	Número de Nusselt (hH_x / k).
P	Presión (Pa).
P_k	Generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad (J/kg-s).
q_{cond}	Flujo de calor conductivo (W/m ²).
q_{conv}	Flujo de calor convectivo (W/m ²).
q_{rad}	Flujo de calor radiativo (W/m ²).
Re	Número de Reynolds ($u_{ent} H_i / \nu$).
s	Longitud de trayectoria geométrica (m).

\hat{s}	Vector unitario en una dirección dada (adimensional).
t	Tiempo (s).
T	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$ o K).
T_{ent}	Temperatura de entrada del fluido ($^{\circ}\text{C}$).
T_{c}	Temperatura de la pared fría ($^{\circ}\text{C}$).
T_{h}	Temperatura de la pared caliente ($^{\circ}\text{C}$).
T_{ref}	Temperatura de referencia ($^{\circ}\text{C}$).
u	Velocidad instantánea en la dirección x (m/s).
u_{ent}	Velocidad de entrada del fluido (m/s).
\bar{u}	Velocidad promediada en el tiempo en la dirección x (m/s).
u'	Fluctuación instantánea de la velocidad en la dirección x (m/s).
v	Velocidad instantánea en la dirección y (m/s).
\bar{v}	Velocidad promediada en el tiempo en la dirección y (m/s).
v'	Fluctuación instantánea de la velocidad en la dirección y (m/s).
x, y	Coordenadas del sistema (m).

Griegas

α	Absortividad (adimensional).
β	Coeficiente de expansión térmica (1/K).
γ	Coeficiente de extinción (adimensional).
δ_{ij}	Delta de Kronecker (adimensional).
ε	Emisividad (adimensional).
$\varepsilon_{\text{t-ent}}$	Disipación de la energía turbulenta en la entrada (J/kg-s).
ε_{t}	Disipación de la energía cinética turbulenta (J/kg-s).
$\varepsilon_{\text{temp}}$	Eficiencia de distribución de temperatura (adimensional)
κ	Constante de von Karmán, 0.42 (adimensional).

μ	Viscosidad molecular (kg/m-s).
μ_t	Viscosidad turbulenta (kg/m-s).
ν	Viscosidad cinemática (m ² /s).
ρ	Densidad del aire (kg/m ³).
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (5.67x10 ⁻⁸ W/m ² -K ⁴).
σ_{kt}	Número de Prandtl turbulento para la ecuación de k_t (adimensional).
$\sigma_{\epsilon t}$	Número de Prandtl turbulento para la ecuación de ϵ_t (adimensional).
σ_s	Coefficiente de dispersión (adimensional).
σ_t	Número de Prandtl turbulento (adimensional).
σ_{st}	Desviación estándar.
τ	Transmitividad (adimensional).
ϕ	Reflectividad (adimensional).
Ω	Ángulo sólido (rad).

AGRADECIMIENTOS

A Dios por la vida, salud y licencia.

A mis padres Petra y Arturo por su amor incondicional y apoyo permanente.

A mis hermanos Dinora, Erik y Vladimir por su cariño y solidaridad conmigo.

A mis amigas Lupita Espinoza y Carolina Salas por animarme en todo momento.

A David Tarazón por reafirmar en mí que los designios de Dios son perfectos.

A mi Director de Tesis, el Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox, por su gran paciencia, apoyo y amistad que me ha brindado.

A mis sinodales, los Doctores: Jesús Perfecto Xamán Villaseñor, Manuel Pérez Tello y Rafael Enrique Cabanillas López, por sus valiosas observaciones, sugerencias y aportaciones para la realización de esta Tesis de Maestría.

A la Universidad de Sonora y al Posgrado en Ciencias de la Ingeniería por otorgarme la oportunidad de formarme en esta Institución.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el apoyo económico otorgado para el desarrollo del Posgrado.

CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción.

La energía es el pilar del avance industrial de todos los países, parte importante del desarrollo social y elemento esencial para el progreso tecnológico. Según cifras de la Agencia Internacional de Energía (IEA), el consumo total de energía a nivel mundial se incrementó en 73% durante el período 1973-2007 [1]. De la energía total consumida en el año 2007, el 42.6% se obtuvo del petróleo, el gas natural aportó el 15.6% y el carbón suministró el 8.8% por lo que aproximadamente el 67% de la energía total consumida en el mundo provino de combustibles de origen fósil. Conviene mencionar que la utilización excesiva de combustibles fósiles por las sociedades actuales, es responsable del aumento de las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera (gas que contribuye al efecto invernadero) y por lo tanto una de las principales causas del calentamiento global.

En el caso de México, de acuerdo a estadísticas de la Secretaría de Energía [2], el sector doméstico consume más de una cuarta parte de la energía eléctrica nacional, incrementando su consumo año con año y teniendo como principales usos finales la climatización de espacios y el funcionamiento de aparatos electrodomésticos. En la región noroeste de México, debido a la presencia de un clima semidesértico, es particularmente intensivo el uso de energía eléctrica para climatización. En la Tabla 1.1 se presenta el consumo de electricidad por persona en varios estados de la República Mexicana, destacando por su elevado consumo los estados de Sonora y BCN.

El uso racional de la energía eléctrica en edificios o viviendas está condicionado por diversos factores, tales como: las características térmicas del envolvente, el diseño arquitectónico de los espacios y el calor generado en el interior. La generación interna de calor en un edificio o vivienda incluye las aportaciones debidas a los ocupantes, la

iluminación y el equipo electrónico y eléctrico. Debido a su magnitud, el calor generado en el interior juega un papel importante en el comportamiento térmico dentro de un recinto, por lo que al analizarlo detalladamente se optimiza la instalación del equipo de climatización y como consecuencia se puede disminuir el consumo de energía eléctrica.

Tabla 1.1 Evolución del consumo doméstico de energía eléctrica (kWh/persona) en varios estados de la República Mexicana [3].

ESTADO	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
BCN	278	282	271	269	280	271	270	265	252
MICHOACÁN	106	102	103	102	102	101	100	98	96
OAXACA	87	87	87	87	85	85	86	86	86
PUEBLA	103	100	97	98	98	99	102	93	91
SINALOA	262	260	263	265	281	275	278	292	286
SONORA	312	313	306	313	320	317	314	316	318

Por otro lado, los recintos ocupados por personas deben proporcionar a éstas un ambiente saludable y confortable para trabajar. La calidad de este ambiente se maximiza con un correcto diseño y funcionamiento de los sistemas de ventilación y climatización del edificio. Un requisito exigible a cualquier sistema de calefacción, aire acondicionado o ventilación natural para que funcione correctamente es que tenga en cuenta el control de las variables que definen el ambiente térmico dentro de límites especificados en cada estación del año. Tales variables son:

- La temperatura del aire.
- La temperatura media de las superficies interiores que delimitan el recinto.
- La humedad del aire.
- Las velocidades y la uniformidad de las velocidades del aire dentro del recinto.

El aire es un fluido disponible abundantemente y puede usarse de manera efectiva para enfriamiento o calentamiento en muchas aplicaciones, de las cuales se puede mencionar: el enfriamiento de equipos electrónicos, diseño térmico de habitaciones y de sistemas de

aire acondicionado. El proceso de renovación del aire de una habitación para controlar su calidad y ambiente térmico puede ser de dos tipos:

- Ventilación natural: renovación de aire que no requiere de accionamiento mecánico, pues sólo utiliza el movimiento convectivo natural del aire.
- Ventilación mecánica: también llamada ventilación forzada, es la provocada por agentes mecánicos de impulsión de aire para mover la masa de aire.

El conocimiento del movimiento del aire en cuartos ventilados es esencial en el diseño de sistemas de ventilación, en el cual el objetivo es crear un clima aceptable. El proceso de crear un buen microclima interior puede ser dividido básicamente en dos categorías: ventilación para obtener una buena calidad del aire y calentamiento o enfriamiento para lograr confort térmico, el objetivo de este estudio está dirigido al segundo punto, es decir al confort térmico. La convección es el mecanismo de transferencia de calor de mayor importancia en la ventilación de habitaciones y se analiza como el resultado de dos formas básicas de convección: la convección natural causada por fuerzas de empuje, y la convección forzada provocada por factores externos que imprimen movimiento al fluido.

Reconociendo que la función principal de los edificios es dar alojamiento a personas para que éstas realicen sus funciones habituales, en el presente estudio se analiza el efecto combinado del calor generado por un ser humano en un recinto y la convección natural y forzada, para lo cual se plantea una cavidad ventilada dentro de la cual se encuentra un ser humano como fuente discreta de calor (se denomina fuente discreta de calor a la que se presenta en una región específica del dominio, a diferencia de la generación volumétrica que se presenta en todo el dominio de estudio). Debido a las dimensiones de la cavidad que se estudia en este trabajo, se considerará que el régimen de flujo del fluido (aire) en el sistema es turbulento. Para obtener la información de los campos de temperatura y patrones de flujo en el interior de la cavidad se resolvieron las ecuaciones gobernantes de la transferencia de calor utilizando el software comercial de dinámica de fluidos computacional Fluent 6.3.

1.2 OBJETIVOS

Objetivo general:

Estudiar numéricamente la convección turbulenta (natural y forzada) en una cavidad rectangular ventilada con generación discreta de calor.

Objetivos particulares:

1. Obtener los campos de temperatura y los patrones de flujo en una cavidad rectangular ventilada sin generación discreta de calor.
2. Obtener los campos de temperatura y los patrones de flujo en una cavidad rectangular ventilada con generación discreta de calor.
3. Evaluar la transferencia de calor en la cavidad.

CAPÍTULO II

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En la literatura especializada existen pocos trabajos publicados relacionados con la generación discreta de calor en una cavidad, a continuación se describen brevemente.

Papanicolau y Jaluria [4] estudiaron numéricamente la convección mixta en una cavidad rectangular con una fuente de calor. La cavidad estaba sujeta a una corriente de aire que fluía a través de las aberturas ubicadas en las dos paredes verticales; las paredes de la cavidad se consideraron adiabáticas. Los efectos del número de Reynolds, del número de Richardson (Gr/Re^2), de la posición de la fuente de calor y de la posición de la salida del flujo sobre la transferencia de calor y distribución de temperatura se analizaron para un número de Reynolds en un intervalo de 50-2000 y para un intervalo del número de Richardson de 0-10. Se observó que el número de Nusselt promedio en la fuente se incrementó al aumentar Ri a un valor fijo de Re , y al incrementar Re a un valor fijo de Ri . Los resultados obtenidos de las diferentes configuraciones sirven de base para el estudio de mecanismos de remoción de calor en sistemas prácticos.

Refai y Yovanovich [5] utilizaron una técnica numérica de diferencia finita basada en el método de marcador y celda para obtener las soluciones de la transferencia de calor por convección natural laminar de una fuente discreta en una cavidad cuadrada; la fuente discreta de calor se localiza en el centro de una de las paredes verticales. Se estudió el efecto de la fuente de calor empleando diferentes condiciones de frontera: fuente con una temperatura constante y fuente con un flux de calor constante. Se analizó el efecto de la longitud adimensional de la fuente de calor en un intervalo de 0.25-1.0 y del número de Rayleigh (Ra) en un intervalo de 0- 10^6 . También, se obtuvieron correlaciones para el número de Nusselt de la forma $Nu = Nu (Ra, \epsilon)$. Los resultados muestran que para números de Rayleigh mayores a 300 el número de Nusselt se incrementa al disminuir ϵ , mientras que a números de Rayleigh menores de 300 el comportamiento es inverso.

Papanicolau y Jaluria [6] estudiaron numéricamente un problema de convección mixta considerando una cavidad con dos aberturas, con paredes conductoras y con una fuente discreta de calor en una de las paredes. Se analizaron los efectos del número de Richardson (Gr/Re^2), la conductividad térmica y la ubicación de la fuente de calor sobre la transferencia de calor. El estudio se realizó a un número de Reynolds fijo de 100 y en un intervalo del número de Richardson de 0-10. La fuente de calor se ubicó en tres diferentes posiciones: en la pared vertical izquierda, en la pared inferior y en la pared vertical derecha. Se encontró que un incremento en la cantidad de calor transferido de la fuente provoca una mayor temperatura de ésta, mayores números de Nusselt y una mayor recirculación dentro de la cavidad. También se muestra que la transferencia de calor a partir de la fuente aumenta si la conductividad de las paredes es mayor, ocasionando menores temperaturas en la fuente. Los resultados muestran que la transferencia de calor a través de las paredes de la cavidad (interfases sólido-fluido) es afectada por la magnitud de la velocidad del flujo externo y la originada por convección natural. Se observa también que la configuración en la que se asisten los dos tipos de convección (natural y forzada) causa una mayor transferencia de calor y menores temperaturas de la fuente de calor.

Hsu y Wang [7] efectuaron un estudio numérico sobre convección mixta en una cavidad con fuentes discretas de calor incrustadas en una placa vertical, la cual se sitúa en la pared inferior de la cavidad. El número de Reynolds se estudió en un intervalo de 100-1000, variando el número de Richardson entre 0.01 y 10; también se analizó el efecto de la ubicación de la fuente de calor y de la conductividad térmica sobre los fenómenos térmicos dentro de la cavidad. Los resultados muestran que cuando la fuente se localiza en la superficie derecha de la placa el número de Nusselt es independiente de la variación tanto de la ubicación de la fuente como de la placa, mientras que si la fuente de calor se localiza sobre la superficie izquierda el número de Nusselt depende fuertemente de la ubicación de los dos elementos. Se observó que cuando se colocan simultáneamente dos fuentes de calor sobre la placa, la que ocupa la posición más baja

tiene una mayor eficiencia de enfriamiento. Finalmente, se concluye también que una mayor conductividad de la placa origina una menor temperatura de la fuente de calor.

Wang y Jaluria [8] realizaron un estudio numérico de la convección mixta tridimensional a bajos números de Reynolds en un ducto horizontal rectangular con múltiples fuentes discretas de calor colocadas en la superficie inferior. Estas fuentes provocan que los remolinos longitudinales se expandan y se reduzcan periódicamente. Se analizaron las inestabilidades presentadas y su efecto en la transferencia de calor. Los remolinos transversales se encontraron incluso a bajos números de Reynolds. Los resultados obtenidos fueron discutidos para el enfriamiento de equipo electrónico.

Dogan et al. [9] estudiaron experimentalmente la convección mixta en un canal rectangular con fuentes discretas y uniformes de calor; el canal era calentado en las secciones superior e inferior. Los resultados muestran que las temperaturas de las superficies se incrementan al incrementar el número de Grashof, y que el número de Nusselt promedio aumenta hacia la salida como resultado del aumento de la transferencia de calor.

Calcagni et al. [10] estudiaron numérica y experimentalmente la transferencia de calor por convección natural en una cavidad cuadrada caracterizada por una fuente discreta de calor ubicada en la pared inferior, paredes laterales frías y paredes horizontales adiabáticas. Se estudió el efecto del número de Rayleigh en un intervalo de $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ y se analizó cómo la transferencia de calor se desarrolla dentro de la cavidad al variar la longitud de la fuente de calor en un intervalo de 1/5 a 4/5 de la longitud de un lado de la cavidad. Tanto el estudio numérico como el experimental señalan una transferencia de calor conductiva para $Ra \leq 10^4$ mientras que el fenómeno convectivo se desarrolla completamente para $Ra \cong 10^5$. Se observó también que un incremento en la dimensión de la fuente de calor produce un incremento en la transferencia de calor, particularmente para altos números de Rayleigh.

Sivasankaran [11] realizó un estudio numérico para analizar los efectos de fuentes discretas de calor sobre la convección natural en una cavidad cuadrada con paredes isotérmicas, con las superficies superior e inferior perfectamente aisladas; las ecuaciones gobernantes se resolvieron mediante el método de volumen de control. El número de Grashof se estudió en un intervalo de 10^2 - 10^5 . En este estudio se muestra que a números de Grashof menores a 100 la transferencia de calor es dominada por conducción y que la convección comienza a dominar a número de Grashof de 1000. Se encontró que la rapidez de transferencia de calor se reduce con la presencia de fuentes de calor, y se incrementa al aumentar el número de Grashof. También se observó que la fuente de calor posicionada en la parte más baja proporciona una mayor rapidez de transferencia de calor que las demás fuentes.

Mathews y Balaji [12] analizaron numéricamente la convección mixta turbulenta en un canal vertical con fuentes discretas de calor en cada pared, aplicando el método de expansión asintótica con CFD. Para este análisis se empleó el modelo de turbulencia k- ϵ modificado incluyendo los efectos de flotación. Se estudió el efecto de la conductividad térmica de la pared y de la fuente de calor, número de Reynolds, número de Richardson y la relación entre la altura y la distancia entre las dos paredes del canal (AR). Los resultados se obtuvieron en los siguientes intervalos de parámetros: $3000 \leq Re \leq 20000$, $0.00375 \leq Ri \leq 0.1125$ y $8 \leq AR \leq 15$. Para el intervalo de parámetros estudiado, la temperatura máxima de la fuente se reduce al incrementar la conductividad térmica de los componentes a 25 W/m-K; aumentar aún más la conductividad no afecta significativamente la temperatura máxima. Finalmente, se obtuvo una correlación que proporciona predicciones bastante aceptables para las temperaturas máximas en el canal involucrando los parámetros estudiados.

Mariani y Coelho [13] llevaron a cabo un estudio numérico para investigar la transferencia de calor mediante convección natural en cavidades con tres relaciones de aspecto (1, 2 y 4), dentro de la cual se encuentra una fuente discreta de calor sobre la pared inferior en tres diferentes posiciones. La fuente de calor ocupa el 1% del volumen

total de la cavidad. Las paredes horizontales de la cavidad son adiabáticas y existe una abertura en la pared derecha; la convección natural es influenciada por la diferencia de temperatura entre la pared izquierda y derecha. Las simulaciones se realizaron para un intervalo del número de Rayleigh de 10^3 - 10^6 . Se observa que al incrementarse el número de Rayleigh la máxima temperatura en la cavidad disminuye, mientras que el número de Nusselt promedio se incrementa. Además, se muestra que la relación de aspecto influye significativamente sobre la máxima temperatura en la cavidad y sobre el número de Nusselt promedio en las paredes de ésta.

Radhakrishnan et al. [14] estudiaron numérica y experimentalmente la convección mixta turbulenta en una cavidad ventilada con paredes adiabáticas y con una fuente de calor en el interior. Los experimentos se llevaron a cabo para dos diferentes tamaños de fuente, misma que se ubicó en el centro de la cavidad que tenía una abertura de entrada de aire y una de salida. Se desarrollaron correlaciones para el número de Nusselt y la máxima temperatura adimensional de la fuente, en el siguiente intervalo de parámetros: $1200 \leq Re \leq 10000$ y $0.003 \leq Ri \leq 0.2$. Los experimentos fueron respaldados por un análisis numérico de la transferencia de calor en una cavidad cuya geometría correspondía exactamente a la utilizada en los experimentos, empleándose el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ RNG. La posición de la fuente de calor se varió para incrementar la eficiencia de la transferencia de calor, y se repitieron los experimentos para las nuevas posiciones. Se obtuvo una buena concordancia entre los resultados numéricos y los experimentales.

Ghasemi y Aminossadati [15] realizaron un estudio numérico de la convección mixta en una cavidad bidimensional ventilada con fuentes de calor, examinando los efectos del número y la ubicación de las fuentes, así como del número de Rayleigh en un intervalo de 0 - 10^7 , a un número de Reynolds fijo de 100. Los resultados muestran que el incrementar el número de Rayleigh significativamente mejora el proceso de transferencia de calor en la cavidad. A cualquier número de Rayleigh, colocar menos fuentes sobre la pared inferior resultó en un número de Nusselt más alto y un mejor enfriamiento. A bajos números de Rayleigh, colocar más fuentes de calor dentro de la

cavidad redujo la tasa de transferencia de calor de las fuentes y, en consecuencia, incrementó su temperatura máxima. Los arreglos y el número de fuentes de calor tienen una contribución considerable para el rendimiento del enfriamiento; sin embargo, incrementar el número de Rayleigh redujo esta contribución.

Bilgen y Muftuoglu [16] investigaron una estrategia de enfriamiento en una cavidad cuadrada con paredes adiabáticas y una fuente de calor en la pared izquierda. La entrada del aire se ubicó en la parte inferior de la pared derecha, mientras que la salida se varió de acuerdo a tres diferentes posiciones. Se estudió el número de Rayleigh en un intervalo de 10^3 - 10^7 y el número de Reynolds en un intervalo de 10^2 - 10^3 . Se buscó la posición óptima de la fuente de calor, maximizándose la conductancia global para diferentes números de Rayleigh y Reynolds. Los resultados muestran que la posición óptima de la fuente es poco sensible a la variación del número de Rayleigh y del número de Reynolds, pero sí es afectada fuertemente por el arreglo de los puertos de ventilación. Para valores bajos del número de Richardson el número de Nusselt es una función decreciente, pero a valores altos es una función creciente. Se encontró que la configuración que proporciona una mayor eficiencia de enfriamiento es aquella en la cual la salida del aire se ubicó en la esquina superior izquierda de la cavidad.

El-Agouz [17] realizó una modelación numérica bidimensional para examinar el efecto de la ubicación de un puerto de ventilación natural en una cavidad rectangular con una fuente de calor. Las dos paredes verticales de la cavidad se encuentran a la misma temperatura (T_C), mientras que las paredes horizontales se consideraron adiabáticas. Se estudiaron tres casos: 1) con dos aberturas en la pared inferior, 2) con una abertura en el centro de la pared superior y 3) con dos aberturas en la parte superior. Se analizó el efecto del número de Rayleigh en un intervalo de 10^3 - 10^5 y de la relación de aspecto de la abertura en un intervalo de 0-0.8. Los resultados muestran que la ventilación natural y la transferencia de calor se incrementan a mayores números de Rayleigh y relaciones de aspecto. Para optimizar la ventilación, se concluye que la mejor posición de las aberturas

es la del caso 3. Finalmente se presentan correlaciones para la temperatura máxima de la fuente y el número de Nusselt promedio en la misma.

Ermolaev y Zhbanov [18] analizaron numéricamente la convección mixta en un canal vertical con dos fuentes discretas de calor localizadas sobre una de las paredes. Se estudió el efecto de la distancia entre las dos fuentes sobre el campo de temperatura y los patrones de flujo en el canal. Los cálculos se desarrollaron para números de Grashof y Reynolds entre los intervalos de $0-10^5$ y $0-10$, respectivamente. Se observó que al incrementarse la distancia entre las fuentes de calor (d), la temperatura máxima en la pared caliente del canal disminuye. Por otro lado, se muestra que el efecto de las fuerzas de flotación sobre el flujo forzado de aire lleva a la formación de un flujo secundario en forma de un vórtice transversal, cuya intensidad varía dependiendo del número de Grashof, del número de Reynolds y de la distancia entre las fuentes. Se concluye también que para el caso de convección natural la temperatura máxima de la pared caliente se encuentra más cerca de la fuente inferior a una distancia $H < d < 2H$; para el caso de convección forzada, la temperatura máxima se localiza en la fuente superior para cualquier valor de d .

En la revisión bibliográfica se aprecia que se ha estudiado la generación discreta de calor en canales y ductos, con fuentes discretas de calor incrustadas en placas, en cavidades con pura convección natural y en cavidades con convección combinada con flujo laminar. Se observa también la escasez de estudios en cavidades con generación discreta de calor en régimen de flujo turbulento. En la Tabla 2.1 se muestran los intervalos de los parámetros adimensionales considerados en los estudios de la convección combinada en cavidades con generación discreta de calor, así como los considerados en el presente trabajo. Considerando lo anterior, en el presente trabajo de tesis se realiza la contribución de estudiar numéricamente la convección mixta en régimen de flujo turbulento en una cavidad rectangular ventilada con generación discreta de calor utilizando el software comercial de dinámica de fluidos computacional Fluent 6.3.

Tabla 2.1 Intervalos de parámetros adimensionales considerados en los trabajos sobre convección mixta en cavidades con generación discreta de calor.

Referencia	Sistema que se estudia	Intervalos de los parámetros estudiados
Papanicolau y Jaluria [4]	Cavidad con paredes adiabáticas y una fuente de calor.	$50 \leq Re_{Hi} \leq 2000$ $0 \leq Ri_{Hi} \leq 10$
Papanicolau y Jaluria [6]	Cavidad con paredes conductoras y una fuente de calor.	$Re_{Hi} = 100$ $0 \leq Ri_{Hi} \leq 10$
Radhakrishnan et al. [14]	Cavidad con paredes adiabáticas y una fuente de calor en el interior.	$1200 \leq Re_{Hi} \leq 10000$ $0.003 \leq Ri_{Hi} \leq 0.2$
Ghasemi y Aminossadati [15]	Cavidad con paredes adiabáticas y una, dos y tres fuentes discretas de calor.	$Re_{Hi} = 100$ $0 \leq Ra_{Hi} \leq 10^7$
Bilgen y Muftuoglu [16]	Cavidad con paredes adiabáticas y una fuente discreta de calor.	$10^2 \leq Re_{Hx} \leq 10^3$, $10^3 \leq Ra_{Hx} \leq 10^7$
Este trabajo	Cavidad rectangular con paredes verticales isotérmicas, paredes horizontales adiabáticas y una fuente discreta de calor en el centro.	$Ra_{Hy} = 1.46 \times 10^{10}$ $2.5 \times 10^3 \leq Re_{Hi} \leq 2.5 \times 10^4$ $\varepsilon = 0, 0.5 \text{ y } 1$

CAPÍTULO III METODOLOGÍA

A continuación se describe la metodología seguida en el presente trabajo, conteniendo la descripción del problema físico y del modelo matemático, así como una breve descripción del algoritmo numérico de solución del modelo matemático.

3.1. Descripción del problema físico

En este trabajo se estudia la transferencia de calor por convección mixta en una cavidad ventilada rectangular con generación discreta de calor (Figura 3.1). La cavidad consta de paredes verticales isotérmicas (pared derecha a 35 °C y pared izquierda a 25 °C) y paredes horizontales (paredes inferior y superior) adiabáticas, por lo tanto, no hay flujo de calor a través de estas paredes. Las paredes están separadas por un espacio con aire y en ellas existen aberturas para permitir la circulación de aire proveniente del exterior; las entradas y salidas del aire se ubican de acuerdo a las configuraciones establecidas en la Tabla 3.1, estas configuraciones fueron seleccionadas por ser representativas en nuestro país. La altura de la cavidad es de 2.5 m (H_y) y 3 m de ancho (H_x), las regiones de entrada y salida de aire en la cavidad tienen una altura de $H_i=H_o=0.2$ m, finalmente, la altura de la fuente discreta de calor (ser humano) es de 1.7 m.

Tabla 3.1 Configuraciones de estudio de la cavidad ventilada.

Configuración	Posición de entrada del aire	Posición de salida del aire
A	Pared derecha abajo	Pared izquierda arriba
B	Pared derecha arriba	Pared izquierda abajo
C	Pared derecha abajo	Techo centro

3.2. Descripción del modelo matemático

Para el estudio del comportamiento térmico y dinámico del problema propuesto, se plantea el modelo matemático consistente en las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía, así como el conjunto de ecuaciones del modelo de turbulencia. Las ecuaciones de flujo de fluidos y transferencia de calor que se presentan están basadas en la formulación Euleriana, en la cual se supone un volumen de control fijo en el espacio, a través del cual pasa un fluido, suponiendo que el medio es continuo.

A continuación, se presentan las consideraciones o simplificaciones que se aplicarán en el análisis de este trabajo investigación.

- Estado permanente: en este estudio sólo interesa conocer el estado final del sistema (cavidad ventilada) y no su evolución en el tiempo.
- Los procesos de transferencia de calor en el fluido se suponen bidimensionales: se asume que la tercera dimensión es muy larga de tal forma que es válido que un corte transversal alejado de los extremos, proporcione información correspondiente de la transferencia de calor.
- Flujo incompresible: esto no implica que la densidad sea constante, hace que la densidad esté sólo en función de la temperatura.
- Aproximación de Boussinesq: se asume que todas las propiedades termofísicas del fluido son consideradas constantes a excepción de la densidad en el término de flotación. Esta aproximación considera que la densidad varía linealmente con la temperatura incluyendo el efecto de la fuerza de cuerpo en la dirección vertical.
- Disipación viscosa despreciable: la variación de la temperatura o de la energía interna debida a este término (disipación viscosa) en la ecuación de energía, sólo se aprecia en sistemas con flujos a altas velocidades, en donde los gradientes de velocidad son grandes, por lo tanto, para fluidos a bajas velocidades puede despreciarse, tal es el caso de este trabajo de investigación.
- Fluido radiativamente no participante: se considera que el medio no emite, no

absorbe ni dispersa la radiación térmica, es decir, es un medio transparente a la radiación. Realmente, únicamente el vacío se comporta de esa manera, pero se puede considerar esta aproximación en un fluido a temperaturas bajas o moderadas con bajo contenido de humedad.

Con base en las consideraciones anteriores, las ecuaciones gobernantes para la transferencia de calor en el problema planteado son las siguientes:

Ecuación de continuidad

Esta ecuación se deriva de aplicar el principio de conservación de materia a un volumen de control colocado en la corriente de fluido. Este principio establece que el flujo neto másico de salida del volumen de control (VC) debe ser igual a la razón de cambio de la masa dentro del volumen de control. En notación vectorial se tiene:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Para } i=x,y \quad (3.1)$$

Ecuación de conservación de momentum

La ecuación de momentum, es la representación matemática de la segunda ley de Newton, la cual establece que un pequeño elemento de volumen que se mueve con el fluido es acelerado por las fuerzas que actúan sobre él. Esta ley establece que el incremento temporal del momentum lineal en el VC, más el flujo neto de momentum lineal del VC debe de ser igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre el VC. Las fuerzas que actúan sobre el VC son de dos tipos: las fuerzas másicas o de cuerpo y las fuerzas superficiales. Las fuerzas másicas actúan directamente sobre la masa volumétrica del VC (gravedad, centrífuga, coriolis, eléctrica y magnética). Las fuerzas superficiales actúan directamente sobre la superficie del VC del fluido, como la presión ejercida sobre la superficie impuesta por el fluido exterior al VC y las fuerzas causadas

por las tensiones viscosas (normales y tangenciales) debidas al movimiento del fluido exterior al VC. La forma general de las ecuaciones de conservación de momentum para fluidos newtonianos puede escribirse en notación tensorial de la siguiente manera:

$$\rho \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_i \beta (T - T_{ref}) \quad \text{Para } i=x,y \text{ y } j=x,y \quad (3.2)$$

Ecuación de conservación de energía

La ecuación de energía es la aplicación de la primera ley de la termodinámica, la cual establece que el cambio en la energía total de un elemento de fluido es igual a la cantidad de calor añadida al elemento de fluido más la cantidad de trabajo realizado sobre el elemento. Resumiendo, esta ley afirma que la energía no puede crearse ni destruirse, sólo puede cambiar de una forma a otra. En otras palabras, se expresa que el flujo neto de salida de energía interna más cinética, más el incremento temporal de energía interna más cinética al interior del VC, debe ser igual al trabajo realizado sobre el VC, tanto por fuerzas volumétricas como superficiales (las fuerzas superficiales, al igual que en la ecuación de momentum, son las fuerzas viscosas y la presión) más el flujo neto de calor entrante al VC. En forma matemática:

$$\rho \frac{\partial(Tu_j)}{\partial x_j} = \frac{k}{C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad \text{Para } j=x,y \quad (3.3)$$

3.2.1 Modelado de la turbulencia

La mayoría de los flujos encontrados en la práctica de ingeniería son turbulentos y por consiguiente, requieren un tratamiento diferente al realizado con el flujo laminar. Los flujos turbulentos tienen las siguientes características:

- Son inestables. Una gráfica de la velocidad como una función del tiempo en la mayoría de los puntos del flujo parecerá aleatoria a un observador no familiarizado con estos flujos.
- Son tridimensionales. La velocidad promediada en el tiempo puede ser una función de sólo dos coordenadas, pero los campos instantáneos fluctúan rápidamente en las tres dimensiones espaciales.
- El aumento de la vorticidad es uno de los principales mecanismos mediante los cuales la intensidad de la turbulencia se incrementa.
- La turbulencia incrementa la rapidez a la cual las propiedades del fluido son mezcladas. Esto último ocurre cuando regiones del fluido con diferentes valores de al menos una de las propiedades son puestas en contacto. El mezclado es logrado mediante difusión. A este proceso se le conoce como difusión turbulenta.
- Mediante el proceso mencionado previamente, la turbulencia pone en contacto fluidos que poseen diferente cantidad de movimiento. La reducción de los gradientes de velocidad debido a la acción de la viscosidad reduce la energía cinética del flujo; en otras palabras, el mezclado es un proceso disipativo en donde la energía cinética del fluido es convertida irreversiblemente en energía interna.
- Los flujos turbulentos contienen estructuras coherentes, eventos repetibles y esencialmente determinables que son responsables de gran parte del mezclado. Sin embargo, el componente aleatorio de los flujos turbulentos causa que estos eventos difieran de uno a otro en tamaño, fuerza e intervalos de tiempo de ocurrencia, haciendo su estudio muy difícil.
- Los flujos turbulentos fluctúan sobre un amplio intervalo de longitud y escalas de tiempo. Esta propiedad hace que la simulación numérica directa de los flujos turbulentos sea muy difícil.

En el análisis de flujo turbulento, el objetivo de investigación en este campo, se ha concentrado en desarrollar modelos matemáticos y conceptos físicos para soportar las leyes exactas del movimiento. Existen varios enfoques para predecir el comportamiento

de los flujos turbulentos; de acuerdo con Ferziger y Perić (2002) estos enfoques son seis y la mayoría puede ser subdivididos en subcategorías.

- El primero involucra el uso de *correlaciones* como las que proporcionan el factor de fricción como función del número de Reynolds o el número de Nusselt como función del número de Reynolds y el número de Prandtl. Este método, el cual es usualmente enseñado en cursos introductorios, es muy utilizado pero está limitado a tipos simples de flujos, que pueden ser caracterizados por pocos parámetros. Su uso no requiere emplear una computadora.
- El segundo utiliza *ecuaciones integrales* que pueden ser derivadas de las ecuaciones de movimiento integrando sobre una o más coordenadas. Usualmente esto reduce el problema a una o más ecuaciones diferenciales ordinarias las cuales pueden ser resueltas fácilmente.
- El tercero está basado en ecuaciones obtenidas al promediar las ecuaciones de movimiento en el tiempo (si el flujo es estadísticamente permanente), sobre una coordenada en la cual el flujo medio no varía. Esta aproximación es llamada *cerradura de un punto* y conduce a un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales llamadas ecuaciones de *Navier-Stokes promediadas de Reynolds* (RANS, *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*).
- El cuarto es llamado *cerradura de dos puntos*. Éste usa ecuaciones para la correlación de los componentes de velocidad en dos puntos espaciales, o más frecuentemente la transformada de Fourier de estas ecuaciones. Este método es raramente utilizado, excepto en turbulencia homogénea.
- El quinto es la *Simulación de Remolinos Grandes* (LES, *Large-Eddy Simulation*), la cual resuelve para los movimientos de las escalas más grandes del flujo mientras se modelan sólo los movimientos de escalas pequeñas. Este enfoque puede considerarse como un tipo de arreglo entre los métodos de cerradura de un punto y la simulación numérica directa.

- Finalmente, existe la Simulación Numérica Directa (DNS, *Direct Numerical Simulation*) en la cual, las ecuaciones de Navier-Stokes son resueltas para todas las escalas de movimiento en un flujo turbulento.

Conforme se avanza hacia abajo en esta lista, más movimientos turbulentos son analizados y se utilizan menos aproximaciones. Esto hace que los métodos sean más exactos; sin embargo, el tiempo de cómputo se incrementa considerablemente. En este trabajo de investigación, la modelación del flujo turbulento será tratada usando la técnica RANS, es decir, utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes y energía promediadas en el tiempo. El proceso de promediación en el tiempo de las diferentes variables (T , u , v , P) se conoce como promediación de Reynolds.

Los ingenieros están normalmente interesados en saber sólo unas cuantas propiedades cuantitativas de un flujo turbulento, lo que evita la necesidad de predecir los efectos de cada remolino en el flujo. En 1895, Reynolds presentó un tratamiento aproximado para los flujos turbulentos; esta metodología se basa en la descomposición de las variables del flujo en una parte promedio y una parte fluctuante. De esta forma, las ecuaciones gobernantes son resueltas para los valores promedio (velocidad media, presión media, esfuerzos medios, etc.), lo cual es de interés para las aplicaciones ingenieriles. A esta aproximación se le conoce como *método promediado de Reynolds*.

En las aproximaciones promediadas de Reynolds para la turbulencia, todas las inestabilidades se promedian fuera, es decir, toda inestabilidad se considera como parte de la turbulencia. En la promediación, la no-linealidad de las ecuaciones de Navier-Stokes da origen a términos que deben ser modelados. Las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds, para un fluido newtoniano, despreciando la disipación viscosa, utilizando la aproximación de Boussinesq, en notación tensorial y en estado permanente son:

Continuidad:
$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.4)$$

Momentum:
$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right] + \rho \beta (\bar{T} - \bar{T}_{ref}) g_i \quad (3.5)$$

Energía:
$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k}{C_p} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho \overline{T u_j} \right) \quad (3.6)$$

Para $i=x,y$ y $j=x,y$

En las ecuaciones anteriores las variables principales representan valores promedios.

El término adicional para la ecuación de momentum es un tensor simétrico que introduce tres nuevas incógnitas y es conocido como el tensor de esfuerzos de Reynolds $(\rho \overline{u_i u_j})$, el cual a diferencia del tensor de esfuerzos viscosos, se origina por la transferencia de momentum a partir del campo fluctuante de las velocidades. A partir del tensor de Reynolds, se define la energía cinética turbulenta como un medio multiplicado por la traza del tensor de esfuerzos turbulentos o tensor de Reynolds, tal como se indica a continuación. La energía cinética turbulenta, es muy utilizada a la hora de simular las ecuaciones de turbulencia debido a su relación con el fenómeno de turbulencia.

$$k_t = \frac{1}{2} (\overline{u u} + \overline{v v}) = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (3.7)$$

Paralelamente al tensor de Reynolds, aparece en la ecuación de energía un campo fluctuante de velocidades y temperaturas, el cual introduce dos nuevas incógnitas $(\rho \overline{T u_j})$ conocido como el vector de flujo de calor turbulento. Finalmente, después del promedio temporal de las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía,

han surgido cinco incógnitas adicionales a las cuatro que ya se tenían. Son precisamente estas cinco incógnitas que permiten advertir las diferencias conceptuales entre régimen laminar y turbulento, es decir, las que imponen las diferencias entre los dos regímenes.

En total se tienen nueve incógnitas por sólo cuatro ecuaciones, y es inevitable la obtención de nuevas ecuaciones. Este problema es conocido en la literatura como el problema de cerradura. La cerradura requiere del uso de algunas aproximaciones, las cuales usualmente toman la forma del tensor de esfuerzos de Reynolds y del vector de flujo de calor turbulento en términos de cantidades medias. Es posible derivar ecuaciones para correlaciones de orden superior, por ejemplo, para el tensor de esfuerzos de Reynolds, pero éstas contienen aún más correlaciones desconocidas y de orden superior que requieren modelarse.

En la mayoría de los modelos de la familia del RANS se utiliza la energía cinética turbulenta (k_t) y la disipación de energía cinética turbulenta (ϵ_t) como base para la simulación de las incógnitas discutidas anteriormente. La diferencia entre cada modelo RANS radica en la manera como se toman las aproximaciones para las correlaciones desconocidas. Existen tres ramas para abordar el problema de turbulencia por la técnica del RANS: modelos de esfuerzos de Reynolds (RSM, *Reynolds Stress Models*), modelos de esfuerzos algebraicos (ASM, *Algebraic Stress Models*) y modelos de viscosidad de remolinos (EVM, *Eddy Viscosity Models*).

En el ámbito de la ingeniería los modelos de viscosidad de remolinos son los más utilizados. La técnica EVM consiste en la modelación de los esfuerzos turbulentos considerando una relación de éstos con los gradientes de velocidad y la viscosidad turbulenta, la idea surge de la analogía del cálculo de esfuerzos viscosos en los flujos laminares (a esta estrategia se le conoce como la consideración de Boussinesq). En forma matemática:

$$\overline{\rho u_i u_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (3.8)$$

En la ecuación anterior, μ_t , es la viscosidad turbulenta o viscosidad de remolino, la cual, en contraste con la viscosidad molecular (μ), no es una propiedad del fluido pero depende fuertemente del estado local de la turbulencia y puede variar significativamente desde un punto a otro en el fluido.

En directa analogía al transporte de momentum turbulento, los flujos de calor turbulentos o transporte de masa son considerados a estar relacionados a los gradientes de la cantidad transportada (analogía de Reynolds: similar a la ley de Fourier para conducción de calor o la ley de Fick para difusión molecular), esto es:

$$\overline{\rho T' u_i'} = - \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.9)$$

En la técnica EVM existen modelos de cero ecuaciones, de una ecuación y de dos ecuaciones. Esta nomenclatura se refiere a la cantidad de ecuaciones diferenciales adicionales para cerrar el problema de turbulencia. De cada grupo de modelos, existen subgrupos, cada uno de los grupos de los modelos de EVM tienen como objetivo final calcular o determinar la viscosidad turbulenta (μ_t). Esto permitirá obtener el valor de los esfuerzos turbulentos con el fin de tener el número mínimo de expresiones para cerrar el problema de turbulencia.

A continuación se describe el modelo k_t - ε_t estándar, el cual es un modelo de turbulencia de dos ecuaciones de la familia RANS en la categoría de EVM, y que se utilizó en este trabajo.

3.2.2 Modelo k_t - ε_t estándar (Launder y Sharma, 1974)

El modelo de dos ecuaciones más popular es el modelo k_t - ε_t estándar. Los primeros esfuerzos para desarrollar este modelo fueron los realizados por Chou (1945), Davidov (1961) y Harlow y Nakayama (1968). Sin embargo, el papel central lo desempeñaron Jones y Launder (1972) modelo que, en la comunidad del modelado de la turbulencia, ha

casi alcanzado el estatus de los trabajos de Boussinesq y Reynolds. Este modelo también se le conoce como modelo k_t - ε_t estándar (aunque la referencia a Jones-Launder es omitida). Posteriormente, Launder y Sharma (1974) ajustaron los coeficientes de cerradura del modelo y la mayoría de los investigadores usan la forma del modelo presentado en el trabajo de 1974.

El modelo k_t - ε_t estándar es un modelo semiempírico basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k_t) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε_t). En la derivación del modelo, se asume que el flujo es totalmente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. A continuación se presentan las expresiones matemáticas del modelo k_t - ε_t estándar (Launder y Sharma, 1974):

Ecuación de energía cinética turbulenta (k_t):

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} k_t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} k_t)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kt}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kt}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial y} \right] + P_k + G_k - \rho \varepsilon_t \quad (3.10)$$

Ecuación de disipación de energía cinética turbulenta (ε_t):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \bar{u} \varepsilon_t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} \varepsilon_t)}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial y} \right] \\ & + C_{1\varepsilon t} \frac{\varepsilon_t}{k_t} [P_k + C_{3\varepsilon t} G_k] - C_{2\varepsilon t} \rho \frac{\varepsilon_t^2}{k_t} \end{aligned} \quad (3.11)$$

En las expresiones anteriores, P_k representa la generación de la energía cinética turbulenta debido al gradiente de velocidad, G_k es la generación de la energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación y μ_t es la viscosidad turbulenta. Los términos $C_{1\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}$ son constantes; mientras que σ_k y σ_ε son los números de Prandtl turbulentos para las ecuaciones de k_t y ε_t , respectivamente. En forma matemática se tiene:

$$P_k = -\rho\mu_t \left[2\left(\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial\bar{v}}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial\bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial\bar{v}}{\partial x}\right)^2 \right] \quad (3.12)$$

$$G_k = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial\bar{T}}{\partial y} \quad (3.13)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k_t^2}{\varepsilon_t} \quad (3.14)$$

Los coeficientes del modelo son:

$C_\mu = 0.09$	$C_{1\varepsilon_t} = 1.44$	$C_{2\varepsilon_t} = 1.92$	$\sigma_{\varepsilon_t} = 1.3$	$C_{3\varepsilon_t} = \tanh\left \frac{\bar{v}}{\bar{u}}\right $	$\sigma_{k_t} = 1.0$
----------------	-----------------------------	-----------------------------	--------------------------------	--	----------------------

3.2.3 Número de Nusselt

Con el propósito de generalizar los resultados, la magnitud de la transferencia de calor se expresa a través del número adimensional de Nusselt. El número de Nusselt se define como la relación entre la magnitud de la transferencia de calor por convección o radiación y la correspondiente en el sistema si la transferencia de calor se presentara únicamente por conducción. Debido a que en el presente trabajo se analiza la transferencia de calor por convección y radiación, el número de Nusselt se define para cada caso.

El número de Nusselt convectivo se expresa en forma matemática de la siguiente manera:

$$Nu_{conv} = \frac{q_{conv}}{q_{cond}} = \frac{h_{conv} H_x}{k} = \frac{k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=H_x}}{k(T_H - T_C) / H_x} \quad (3.15)$$

El número de Nusselt convectivo promedio se obtiene integrando sobre la pared caliente:

$$\overline{Nu}_{conv} = \frac{1}{H^*} \int_0^{H^*} Nu_{conv} dy \quad (3.16)$$

Donde H^* es la altura de la cavidad excluyendo la longitud de las aperturas.

El número de Nusselt radiativo se obtiene a través de la siguiente relación matemática:

$$Nu_{rad} = \frac{q_{rad}}{q_{cond}} = \frac{h_{rad} H_x}{k} \quad (3.17)$$

Por lo que el número de Nusselt radiativo promedio en la pared caliente está dado por:

$$\overline{Nu}_{rad} = \frac{1}{H^*} \int_0^{H^*} Nu_{rad} dy \quad (3.18)$$

El número de Nusselt promedio total se calcula sumando el número de Nusselt promedio convectivo y el número de Nusselt promedio radiativo.

$$\overline{Nu}_{tot} = \overline{Nu}_{conv} + \overline{Nu}_{rad} \quad (3.19)$$

3.2.4 Transferencia de calor por radiación

La palabra radiación viene de rayo, que significa “recta naciente”, y se atribuye a la emanación y propagación rectilínea de un flujo de ondas o partículas, que pueden ser materiales (masa en reposo, como la radiación de electrones, de protones, de neutrones, de partículas α , de partículas β , de iones, etc.) o partículas energéticas sin masa en reposo, llamadas fotones y que corresponden a las ondas electromagnéticas [23].

Todos los materiales emiten y absorben continuamente ondas electromagnéticas, o fotones, mediante la reducción o elevación de sus niveles de energía moleculares. El término transferencia de calor por radiación se usa para describir la ciencia de la transferencia de calor por ondas electromagnéticas. La intensidad y longitudes de onda de la emisión dependen de la temperatura del material emisor; para las aplicaciones de transferencia de calor las longitudes de onda consideradas (que abarcan la zona ultravioleta, visible e infrarroja) en el espectro electromagnético son de 10^{-7} a 10^{-3} m.

Cuando una onda electromagnética que viaja a través de un medio (o en el vacío) golpea la superficie de otro medio (sólido o superficie líquida, partícula o burbuja), la onda podrá ser reflejada (ya sea total o parcialmente) y cualquier parte no reflejada penetrará en el medio. Cuando pasa a través del medio la onda podrá ser atenuada. Si la atenuación es completa de tal forma que nada de radiación reemerge, dicha superficie se conoce como *opaca*. Si una onda pasa a través de un medio sin sufrir atenuación alguna es conocida como *transparente*. Para que un material sea opaco o transparente depende de su naturaleza así como de su espesor (la distancia que la onda electromagnética deberá viajar a través del medio).

Una superficie opaca que no refleja nada de radiación se conoce como cuerpo negro. Ya que estos cuerpos absorben y emiten el máximo posible de energía radiativa, sirven como un estándar para la clasificación de todas las otras superficies. Una propiedad radiativa superficial conocida como emisividad (ϵ) se define como la relación de la radiación emitida por la superficie a la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura. Cuando la radiación térmica interactúa con un medio semitransparente (como una capa de agua o una placa de vidrio) una parte de esta radiación será reflejada fuera del medio, una fracción será absorbida dentro de la capa, y el resto será transmitida a través de la superficie. De esta forma surgen tres propiedades radiativas fundamentales:

Reflectividad (ϕ) \equiv radiación reflejada/radiación incidente

Absortividad (α) \equiv radiación absorbida/radiación incidente

Transmitividad (τ) \equiv radiación transmitida/radiación incidente

La transferencia de energía radiativa en un medio no isotrópico que absorbe, emite, y dispersa radiación, se describe matemáticamente por la siguiente expresión conocida como ecuación de transferencia radiativa (RTE, Radiative Transfer Equation) [24]:

$$\frac{dI}{ds} = \hat{\mathbf{s}} \cdot \nabla \mathbf{I}(\mathbf{r}, \hat{\mathbf{s}}) = \alpha(\mathbf{r})I_b(\mathbf{r}) - \gamma(\mathbf{r})I(\mathbf{r}, \hat{\mathbf{s}}) + \frac{\sigma_s(\mathbf{r})}{4\pi} \int_{4\pi} I(\mathbf{r}, \hat{\mathbf{s}}') \Phi(\mathbf{r}, \hat{\mathbf{s}}', \hat{\mathbf{s}}) d\Omega' \quad (3.20)$$

donde:

I: intensidad de radiación.

s: longitud de trayectoria geométrica.

$\hat{\mathbf{s}}$: vector unitario en una dirección dada.

\mathbf{r} : vector posición.

I_b : intensidad de cuerpo negro.

α : absorptividad.

γ : coeficiente de extinción.

σ_s : coeficiente de dispersión.

Ω : ángulo sólido.

Como ya se mencionó, en este trabajo se considera al aire como un fluido radiativamente no participante, es decir, se considera que no emite, no absorbe ni dispersa la radiación térmica. De esta forma, la ecuación de transferencia radiativa se convierte en:

$$\frac{dI}{ds} = 0 \quad (3.21)$$

Esta última ecuación indica que la intensidad de radiación es constante a lo largo de una longitud de trayectoria dada. Por lo que la transferencia de calor por radiación ocurre a través del intercambio radiativo entre las paredes de la cavidad.

3.2.5 Líneas de calor.

Kimura y Bejan en 1983 desarrollaron los conceptos de línea de calor (heatline) y función de calor (heat function) como herramientas para la visualización y análisis de la transferencia de calor por convección. El concepto de función de calor (H), se define de forma tal que el flujo neto de energía es cero a través de cada línea de valor constante. La diferencia entre los valores de dos líneas de calor adyacentes proporciona la magnitud de la energía fluyendo a través de la región delimitada por ambas líneas de calor. De manera similar a las líneas de corriente, las líneas de calor también comienzan y terminan en límites específicos o circulan en forma de vórtices en cierta región del flujo.

La ecuación de energía térmica en dos dimensiones y en estado estacionario, para un fluido con densidad y calor específico constantes está dada por:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.22)$$

La ecuación anterior se puede reordenar de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho c_p u T - k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho c_p v T - k \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \quad (3.23)$$

De esta forma $H(x, y)$ se define para satisfacer la ecuación anterior, por lo que:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial H}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial H}{\partial x} \right) = 0 \quad (3.24)$$

Se encuentra entonces que:

$$\frac{\partial H}{\partial y} = \rho c_p u T - k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.25)$$

$$-\frac{\partial H}{\partial x} = \rho c_p v T - k \frac{\partial T}{\partial y}$$

Desafortunadamente es imposible resolver analíticamente el último conjunto de ecuaciones mostrado cuando las condiciones de frontera o las geometrías son complicadas; por lo que generalmente se emplean técnicas numéricas para resolver estas ecuaciones. Una forma de tratar este problema es encontrando la ecuación de Poisson diferenciando la ecuación (3.25) con respecto a y y x , respectivamente y eliminar los términos de conducción, llegando a la siguiente ecuación:

$$\nabla^2 H = \rho c_p \left[\frac{\partial}{\partial y} (uT) - \frac{\partial}{\partial x} (vT) \right] \quad (3.26)$$

Por otro lado, a partir de las líneas de calor se pueden definir los vectores de flujo de calor, los cuales son tangentes localmente a las líneas de calor. El papel que desempeñan estos vectores en la visualización de las líneas de calor es el mismo que el de los vectores de velocidad en las líneas de corriente.

El gradiente:

$$\vec{N}(x, y) = \nabla \cdot H = \frac{\partial H}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial H}{\partial y} \vec{j} \quad (3.27)$$

muestra el vector normal a H en el plano bidimensional xy donde \vec{i}, \vec{j} son los vectores unitarios en la dirección x, y , respectivamente.

El vector $\vec{E}(x, y)$ es normal a $\vec{N}(x, y)$ cuando el producto escalar $\vec{E} \cdot \vec{N}$ es cero. Matemáticamente, esto significa que:

$$\vec{E}(x, y) = \frac{\partial H}{\partial y} \vec{i} - \frac{\partial H}{\partial x} \vec{j} \quad (3.28)$$

En términos de la velocidad y la temperatura:

$$\vec{E}(x, y) = \left(\rho c_p u T - k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \vec{i} + \left(\rho c_p v T - k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \vec{j} \quad (3.29)$$

Cada componente del vector de flujo de calor muestra la energía neta (convección + conducción) en esa dirección. Matemáticamente, tiene sentido escribir:

$$\vec{E}(x, y) = E_x \vec{i} + E_y \vec{j} \quad (3.30)$$

En donde el subíndice de cada componente muestra la dirección del flujo de energía. De esta forma surge el concepto de vector de flujo de energía. Como se observa en la ecuación (3.30), los vectores de flujo de energía se obtienen inmediatamente sin necesidad de llevar a cabo un gran trabajo numérico, pues la información requerida se obtiene de la solución de las ecuaciones de momentum y energía. En el presente estudio se obtuvieron los vectores de flujo de energía empleando el software Tecplot 360, y con esta misma herramienta se trazaron las líneas de calor.

3.3 Condiciones de frontera

El modelo matemático se complementa con las condiciones de frontera para el problema físico planteado. En forma matemática las condiciones de frontera son las siguientes:

3.3.1 Condiciones de frontera hidrodinámicas.

a) En las superficies sólidas:

$$\bar{u} = \bar{v} = 0$$

b) En la abertura de entrada:

$$\bar{u} = u_{ent} \quad \bar{v} = 0$$

c) En las aberturas de salida.

- Para los casos A y B:

$$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) = 0$$

- Para el caso C:

$$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = 0$$

3.3.2 Condiciones de frontera térmicas.

a) En la abertura de entrada:

$$\bar{T} = \bar{T}_{ent}$$

b) Para la pared derecha:

$$\bar{T} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

c) Para la pared izquierda:

$$\bar{T} = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

d) Para la fuente discreta de calor:

$$\bar{T} = 34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ésta es la temperatura de la piel de un ser humano cuando éste se encuentra de pie en estado de confort [27].

e) Para la pared superior e inferior:

- Sin radiación:

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = 0$$

- Con radiación:

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = \frac{q_r}{k}$$

f) En las aberturas de salida:

- Para los casos A y B:

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right) = 0$$

- Para el caso C:

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = 0$$

3.3.3 Condiciones de frontera para las cantidades turbulentas (ε_t , k_t)

d) En las superficies sólidas:

$$k_t = 0 \quad \varepsilon_t = 0$$

e) En la abertura de entrada [28]:

$$k_{t-ent} = 1.5(0.04 * u_{ent})^2 \quad \varepsilon_{t-ent} = \frac{(k_{t-ent})^{3/2}}{h/10}$$

f) En las aberturas de salida.

- Para los casos A y B:

$$\left(\frac{\partial k_t}{\partial x}\right) = \left(\frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x}\right) = 0$$

- Para el caso C:

$$\left(\frac{\partial k_t}{\partial y}\right) = \left(\frac{\partial \varepsilon_t}{\partial y}\right) = 0$$

3.4 Solución del modelo matemático

3.4.1 Método de volumen finito

Las ecuaciones gobernantes de transferencia de calor no tienen solución analítica, en consecuencia, es necesario utilizar un método numérico para encontrar tal solución. Los métodos numéricos más utilizados son tres: diferencias finitas (MDF), volumen finito (MVF) y elemento finito (MEF). En este trabajo se utilizó el software Fluent, el cual está basado en el método numérico de volumen finito y se resume en los siguientes pasos:

- a) Dividir el dominio de estudio en un número finito de volúmenes de control contiguos.
- b) Integrar las ecuaciones gobernantes de flujo de fluidos, sobre todos los volúmenes de control del dominio de solución.
- c) Discretizar mediante la sustitución de algún tipo de aproximación, en los términos de las ecuaciones integradas que representan procesos de flujo: convectivos, difusivos y términos fuente. Esto convierte a las ecuaciones integradas en un sistema de ecuaciones algebraicas.
- d) Resolver las ecuaciones algebraicas mediante un algoritmo iterativo.

3.4.2 Esquemas de discretización

El principal problema en la discretización de los términos convectivos es el cálculo del valor de la propiedad transportada en las caras del volumen de control y de los flujos convectivos a través de estos límites. Para ello, se utilizan esquemas de discretización que pueden ser de bajo o alto orden, nombrándose así por la exactitud que presentan en términos del error de truncamiento de la aproximación. Debido a que en este estudio las

velocidades del flujo son bajas, se utiliza un esquema de bajo orden. Los esquemas convencionales son los siguientes:

- a) Diferencias centradas. Usa el promedio de los dos valores nodales más cercanos a la frontera para aproximar a la variable.
- b) Upwind. Aproximan el valor de la variable en la frontera del volumen de control con el valor nodal inmediatamente a la frontera, según el sentido de la velocidad.
- c) Híbrido. Tiene las características del esquema centrado y del esquema upwind. Usa el esquema de diferencias centradas para velocidades bajas y el upwind para velocidades elevadas.
- d) Ley de potencia. Este esquema desarrollado por Patankar (1980) es una modificación del esquema híbrido pero produce mejores resultados que éste. En este esquema la difusión es considerada como cero cuando el número de Peclet excede a diez. Si $0 < Pe < 10$ el flujo es evaluado utilizando una expresión polinómica. Este esquema ha probado ser muy útil en cálculos prácticos de flujo y mejora la convergencia. En el presente estudio se utiliza este esquema para discretizar los términos advectivos.

3.4.3 Algoritmo de acople (SIMPLE)

Para la solución de las ecuaciones algebraicas resultantes tras la discretización, en este trabajo se utiliza un algoritmo para acoplar las ecuaciones de momentum y masa, conocido como algoritmo SIMPLE (Patankar y Spalding, 1972), con el cual se realizan las iteraciones necesarias para obtener el resultado. El acrónimo SIMPLE proviene de Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (Método Semi-Implícito para Ecuaciones Acopladas con la Presión). A continuación se explica brevemente la metodología del algoritmo SIMPLE:

1. Se establece un valor inicial de las variables: componentes de la velocidad, presión, temperatura, energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.

2. Se obtiene una solución aproximada del campo de velocidad, resolviendo las ecuaciones de momentum a partir del campo de presión supuesto.
3. Se calcula la corrección de presión.
4. Se realiza la corrección de las velocidades y la presión.
5. Se determinan los valores actualizados de componentes de la velocidad, presión, temperatura, energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
6. Se resuelve la ecuación de energía, la de energía cinética turbulenta y la de disipación de la energía cinética turbulenta.
7. Se verifica la convergencia, en caso de no satisfacerse el criterio de convergencia entonces se actualizan los valores para repetir todos los pasos nuevamente.
8. Alcanzada la convergencia se determina el valor del número de Nusselt promedio a partir del campo de temperatura.

3.4.4 Método de coordenada discreta para la solución de la transferencia de calor por radiación.

Una solución de la ecuación de transferencia radiativa se encuentra resolviéndola para un conjunto de direcciones discretas abarcando el intervalo del ángulo sólido total 4π . El método de coordenada discreta es una herramienta para transformar la ecuación de transferencia radiativa en un conjunto de ecuaciones diferenciales simultáneas, la integral de la ETR es aproximada mediante cuadratura numérica. En este método, la ecuación (3.20) se resuelve para una serie de n direcciones diferentes, \hat{s}_i , $i=1,2,\dots,n$, y las integrales en la ecuación se aproximan utilizando una cuadratura numérica, esto es:

$$\int_{4\pi} f(\mathbf{s}) d\Omega \cong \sum_{i=1}^n w_i f(\mathbf{s}_i) \quad (3.31)$$

donde w_i son factores de ponderación de la cuadratura asociados con la dirección \hat{s}_i . En consecuencia la ecuación (3.20) es aproximada por un conjunto de n ecuaciones

$$\hat{s}_i \cdot \nabla I(\mathbf{r}, \hat{s}_i) \cong \kappa(\mathbf{r}) I_b(\mathbf{r}) - \beta(\mathbf{r}) I(\mathbf{r}, \hat{s}_i) + \frac{\sigma_s(\mathbf{r})}{4\pi} \sum_{j=1}^n w_j I(\mathbf{r}, \hat{s}_j) \Phi(\mathbf{r}, \hat{s}_i, \hat{s}_j) \quad (3.32)$$

donde $i: 1, 2, \dots, n$.

sujeto a la condición de frontera

$$I(\mathbf{r}_w, \hat{s}_i) = \epsilon(\mathbf{r}_w) I_b(\mathbf{r}_w) + \frac{\rho(\mathbf{r}_w)}{\pi} \sum_{\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{s}_j < 0} w_j I(\mathbf{r}_w, \hat{s}_j) |\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{s}_j| \quad (3.33)$$

Cada rayo viajando en una dirección \hat{s}_i , toca a alguna superficie de la cavidad en dos ocasiones: una en donde el rayo emana desde la pared ($\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{s}_i > 0$) y otra donde incide en la pared, para ser absorbida o reflejada ($\hat{\mathbf{n}} \cdot \hat{s}_i < 0$).

La ecuación (3.32) con sus respectivas condiciones de frontera constituyen un conjunto de n ecuaciones diferenciales parciales lineales, simultáneas y de primer orden, para obtener el campo de la variable $I_i(\mathbf{r}) = I(\mathbf{r}, \hat{s}_i)$. El sistema de n ecuaciones diferenciales se puede resolver utilizando la técnica de volumen finito. Con esta técnica se puede resolver el acoplamiento de la radiación y otros mecanismos de transferencia de calor, ya sea conductivo o convectivo. Se divide el dominio en un número de volúmenes de control y se integran las ecuaciones sobre dicho volumen de control, asumiendo que la intensidad es constante dentro del volumen de control. Repitiendo el procedimiento de integración sobre todos los volúmenes de control, se termina con un sistema de ecuaciones algebraicas, cuya solución nos da la intensidad en cada punto, para una coordenada particular \hat{s}_i .

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presenta la comparación entre los resultados numéricos obtenidos con Fluent y los datos experimentales reportados por Radhakrishnan et al. (2007), para la convección mixta turbulenta en una cavidad ventilada con una fuente de calor en su interior. Se describe también el estudio de independencia de malla, y finalmente se reportan los resultados numéricos obtenidos del estudio de la convección mixta turbulenta en la cavidad sin y con generación discreta de calor, así como los resultados de la convección mixta turbulenta e intercambio radiativo.

4.1. Validación con los datos experimentales de Radhakrishnan et al. (2007)

La cavidad estudiada experimentalmente por Radhakrishnan et al. (2007) corresponde a una cavidad rectangular ventilada con dimensiones de 0.2 m de altura y 0.1 m de ancho, en cuyo interior, y ubicada en el centro, se encuentra una fuente de calor con dimensiones de 0.05 m de altura y 0.0004 m de ancho; la longitud de la abertura de entrada y salida del aire de la cavidad es de 0.015 m. En la Figura 4.1 se muestra el modelo físico de la cavidad. Para la realización del estudio numérico en Fluent se utilizó un tamaño de malla de 50900 nodos, el cual fue seleccionado después de efectuarse un estudio de independencia de malla.

En la Tabla 4.1 se muestra la comparación de los valores del número de Nusselt promedio de la fuente de calor obtenidos experimentalmente y los calculados con Fluent (utilizando el modelo de turbulencia k_t - ϵ_t estándar), para dos magnitudes de generación de calor (10.1 W y 14.7 W) y valores del número de Reynolds entre 3000 y 9000, el cual se basó en la altura de la fuente de calor.

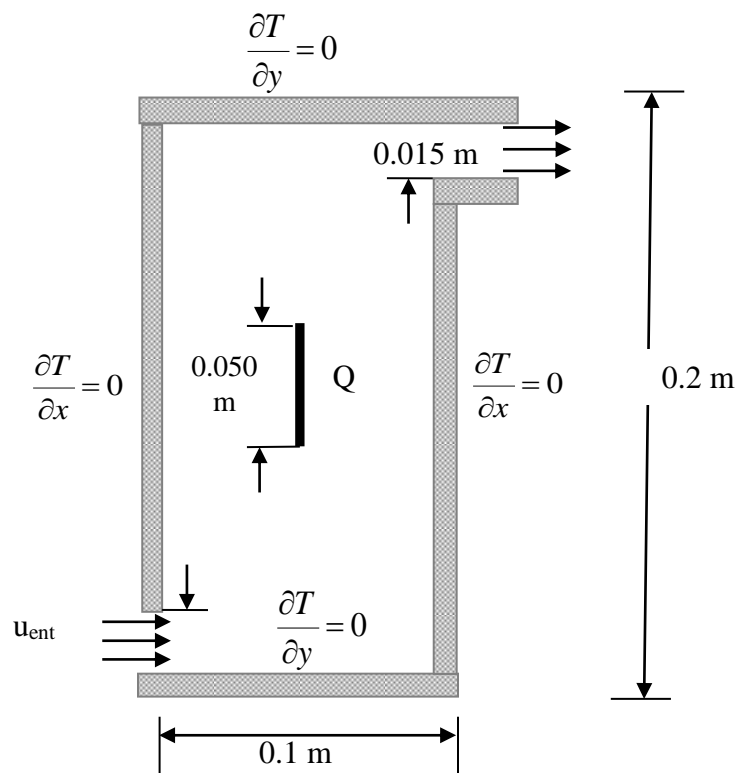


Figura 4.1. Modelo físico de la cavidad estudiada por Radhakrishnan et al. (2007).

Tabla 4.1. Comparación del número de Nusselt (en la fuente de calor) del artículo de Radhakrishnan et al. (2007) y el obtenido con Fluent.

Q=10.1 W			
Re	Nusselt		% Diferencia absoluta
	Fluent	Radhakrishnan et al. (2007)	
9000	37.8	41.8	9.55
7000	36.4	37.2	2.09
5000	31.3	30.0	4.35
3000	21.5	22.8	5.72
Q=14.7 W			
Re	Nusselt		% Diferencia absoluta
	Fluent	Radhakrishnan et al. (2007)	
9000	44.5	41.8	6.37
7000	41.0	36.5	12.20
5000	35.0	30.1	16.23
3000	23.4	23.2	0.71

Se puede apreciar que la máxima diferencia porcentual absoluta fue de 16.23 % para un flujo de calor de 14.7 W y un número de Reynolds de 5000, mientras que la menor diferencia porcentual absoluta fue de 0.71 % para un flujo de calor de 14.7 W y un número de Reynolds de 3000. La diferencia porcentual absoluta promedio fue de 5.43 % para una generación de calor de 10.1 W y de 8.88% para una generación de calor de 14.7 W. Con base a los resultados obtenidos en la comparación anterior se considera validado el código computacional.

4.2 Estudio de independencia de malla

Con el objetivo de determinar el tamaño de malla adecuado para la cavidad estudiada y así efectuar el análisis paramétrico, se llevó a cabo un estudio de independencia de malla. Éstos se realizaron para los siguientes sistemas, todos ellos con convección mixta:

- Cavidad sin generación de calor.
- Intercambio radiativo en la cavidad sin generación de calor.
- Cavidad con generación de calor.
- Intercambio radiativo en la cavidad con generación de calor.

Para todos los casos y debido a la naturaleza del problema, se emplearon mallas no uniformes con mayor densidad de nodos en las paredes isotérmicas. Es conveniente mencionar que el estudio de independencia de malla se realizó para cada una de las tres configuraciones de entrada y salida del aire a la cavidad.

4.2.1 Estudio de independencia de malla para la transferencia de calor por convección mixta en la cavidad sin generación discreta de calor.

Este estudio se realizó bajo las siguientes condiciones: pared isotérmica izquierda a 25 °C, pared isotérmica derecha a 35 °C, paredes horizontales adiabáticas, temperatura de entrada del aire de 25 °C y velocidad de entrada del aire de 2 m/s. Las mallas utilizadas

fueron de 100x80, 110x90, 120x100, 130x110 y 140x120. En la Figura 4.2 se muestra la variación del perfil de velocidad a la mitad de altura de la cavidad ($y=1.25$) con el tamaño de malla a lo largo de la coordenada x , y cualitativamente se observa que las curvas para las tres configuraciones ya no muestran diferencias apreciables a partir de la malla de 120x100.

En la Tabla 4.2 se presentan los valores del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha, mostrándose que el número de Nusselt se vuelve independiente del tamaño de malla al utilizar 140 nodos en dirección x y 120 nodos en dirección y . Con base a esto, se consideró que el tamaño de malla adecuado para realizar el estudio paramétrico es de 140x120 para las tres configuraciones establecidas. (Figura 4.4-I)

4.2.2 Estudio de independencia de malla para la transferencia de calor por convección mixta e intercambio radiativo en la cavidad sin generación discreta de calor.

Las condiciones a las que se realizó este estudio fueron las mismas que las del estudio en la sección 4.2.1 y la emisividad de las paredes se consideró igual a uno. En la Figura 4.3 se muestra la variación del perfil de velocidad vertical a la mitad de la altura de la cavidad ($y=1.25$) con el tamaño de la malla a lo largo de la coordenada x , observándose que las curvas para las mallas de 130x110 y 140x120 son prácticamente iguales.

En la Tabla 4.3 se presentan los valores del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha, observándose que el número de Nusselt se vuelve independiente del tamaño de malla al utilizar 140 nodos en dirección x y 120 nodos en dirección y , tamaño de malla que coincide con el obtenido cuando sólo se tiene convección mixta en la cavidad. Por lo tanto, la malla establecida para realizar el estudio en las tres configuraciones es la de 140x120. (Figura 4.4-I)

Tabla 4.2 Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta sin generación de calor.

Configuración (A)			
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.
100	80	1024.080	
110	90	1006.928	1.703
120	100	998.695	0.824
130	110	1001.718	0.302
140	120	1000.003	0.171
Configuración (B)			
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.
100	80	1006.903	
110	90	986.167	2.103
120	100	959.978	2.728
130	110	946.056	1.472
140	120	954.565	0.891
Configuración (C)			
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.
100	80	942.213	
110	90	964.486	2.309
120	100	974.332	1.011
130	110	975.640	0.134
140	120	973.305	0.240

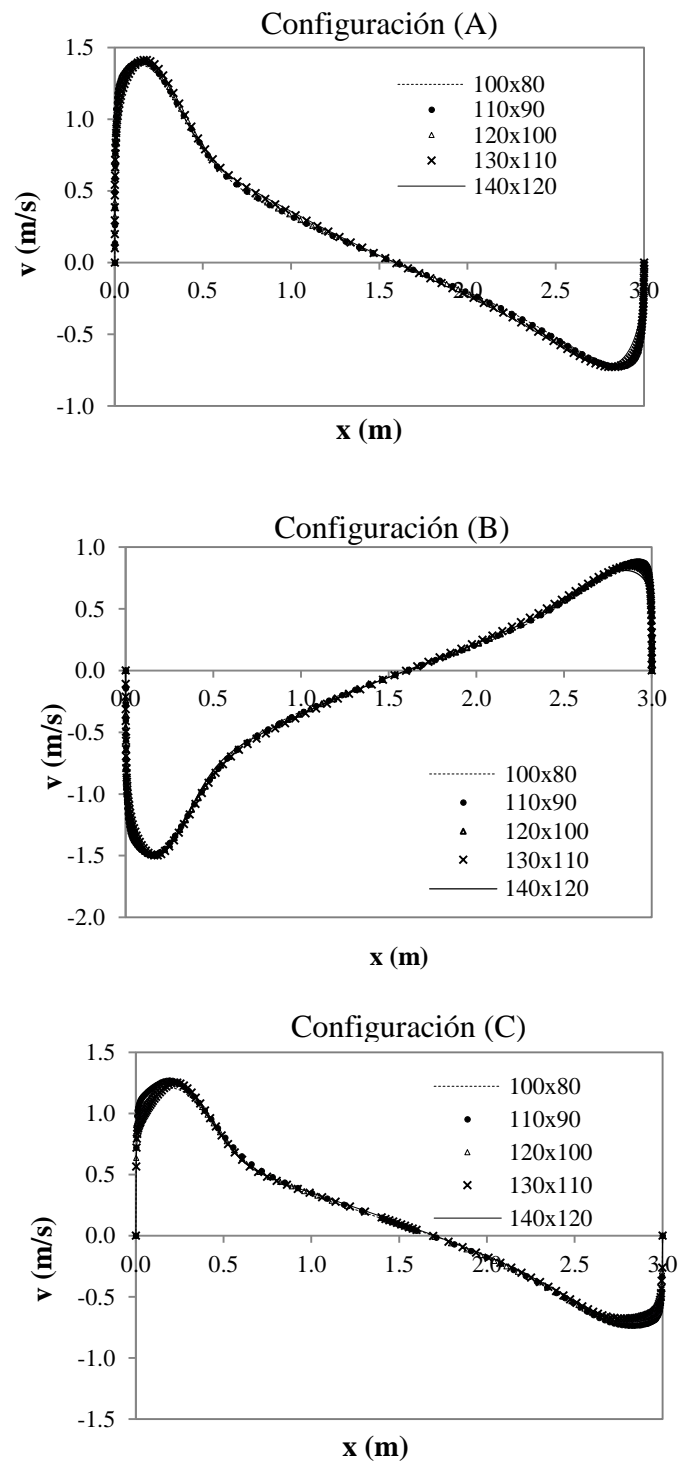


Figura 4.2. Resultados del estudio de independencia de malla para la velocidad vertical (v) en $y=1.25$ m. (Convección mixta)

4.2.3 Estudio de independencia de malla para la transferencia de calor por convección mixta en la cavidad con generación discreta de calor.

Las condiciones a las que se realizó este estudio fueron las mismas que las del estudio en la sección 4.2.1, con la variante de que dentro de la cavidad existe generación discreta de calor en forma de un ser humano, el cual se mantiene a una temperatura constante de 34 °C. Las mallas utilizadas fueron de 110x90, 120x100, 130x110, 140x120 y 150x130. En la Tabla 4.4 se presentan los valores del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha y en el ser humano. Se observa que ambos números de Nusselt se vuelven independientes para un tamaño de malla de 150 nodos en x y 130 nodos en y . Este tamaño de malla fue el utilizado en las tres configuraciones para realizar el análisis paramétrico. (Figura 4.4-II)

4.2.4 Estudio de independencia de malla para la transferencia de calor por convección mixta e intercambio radiativo en la cavidad con generación discreta de calor.

Las condiciones a las que se realizó este estudio fueron las mismas que las del estudio en la sección 4.2.3, sin embargo, en este caso se incluye el efecto del intercambio radiativo, de esta forma la emisividad de las paredes se consideró como uno, mientras que la emisividad de la fuente de calor se mantuvo en 0.97, al ser la emisividad de la piel de un ser humano [30].

En la Tabla 4.5 se muestran los valores del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha y en el ser humano. Se observa que ambos números de Nusselt se vuelven independientes para un tamaño de malla de 150 nodos en x y 130 nodos en y . Este tamaño de malla fue el utilizado en las tres configuraciones para realizar el análisis paramétrico. (Figura 4.4-II)

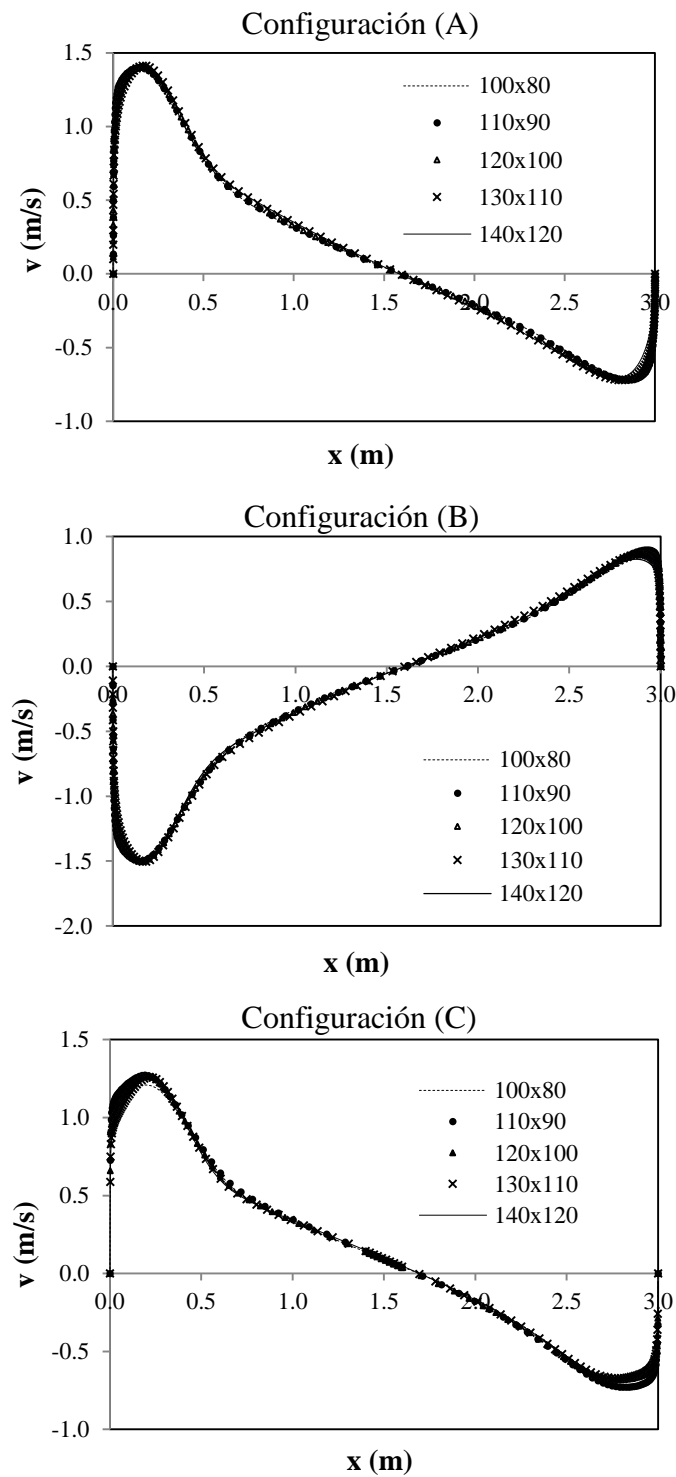


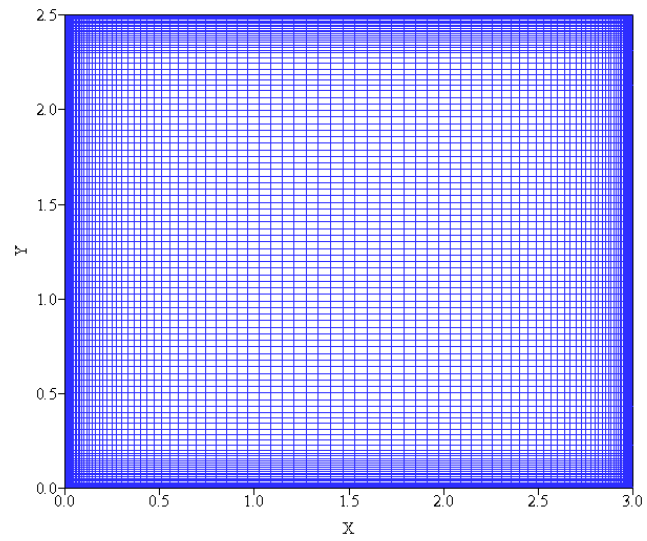
Figura 4.3. Resultados del estudio de independencia de malla para la velocidad vertical (v) en $y=1.25$ m. (Convección mixta e intercambio radiativo).

Tabla 4.3 Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta e intercambio radiativo sin generación de calor.

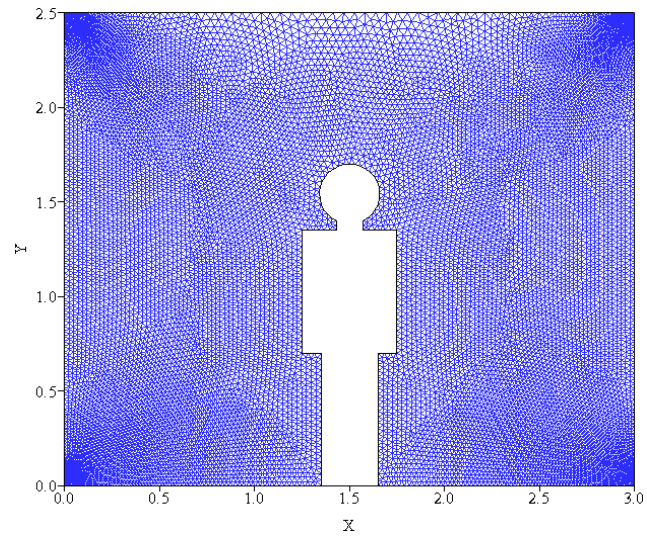
Configuración (A)			
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.
100	80	1581.719	
110	90	1568.043	0.872
120	100	1559.857	0.525
130	110	1566.194	0.405
140	120	1562.794	0.218
Configuración (B)			
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.
100	80	1584.919	
110	90	1564.290	1.319
120	100	1538.325	1.688
130	110	1524.204	0.927
140	120	1535.183	0.715
Configuración (C)			
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.
100	80	1540.997	
110	90	1559.172	1.166
120	100	1570.936	0.749
130	110	1572.003	0.068
140	120	1568.681	0.212

Tabla 4.4 Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha y en la fuente discreta de calor (ser humano) con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta con generación de calor.

Configuración (A)					
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.	Nu humano	% Dif.
110	90	692.370		717.111	
120	100	716.059	3.308	725.018	1.091
130	110	702.357	1.951	714.545	1.466
140	120	706.257	0.552	724.469	1.370
150	130	701.566	0.669	723.723	0.103
Configuración (B)					
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.	Nu humano	% Dif.
110	90	434.401		405.285	
120	100	444.626	2.300	387.549	4.577
130	110	448.159	0.788	374.470	3.493
140	120	446.557	0.359	381.159	1.755
150	130	444.784	0.399	383.460	0.600
Configuración (C)					
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.	Nu humano	% Dif.
110	90	713.617		662.888	
120	100	701.967	1.660	667.783	0.733
130	110	706.824	0.687	667.556	0.034
140	120	708.893	0.292	673.084	0.821
150	130	710.261	0.193	672.372	0.106



(I)



(II)

Figura 4.4. Cavidades mallasadas: (I) sin generación discreta de calor, (II) con generación discreta de calor.

Tabla 4.5 Variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica derecha y en la fuente discreta de calor (ser humano) con el tamaño de la malla para la cavidad con convección mixta e intercambio radiativo con generación de calor.

Configuración (A)					
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.	Nu humano	% Dif.
110	90	957.898		1035.379	
120	100	989.999	3.243	1042.746	0.706
130	110	957.910	3.350	1055.949	1.250
140	120	967.112	0.952	1040.451	1.490
150	130	962.454	0.484	1039.383	0.103
Configuración (B)					
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.	Nu humano	% Dif.
110	90	685.036		717.396	
120	100	696.775	1.685	678.420	5.745
130	110	701.822	0.719	677.073	0.199
140	120	702.619	0.113	680.243	0.466
150	130	696.047	0.944	686.822	0.958
Configuración (C)					
Nodos en x	Nodos en y	Nu pared	% Dif.	Nu humano	% Dif.
110	90	972.709		972.635	
120	100	959.861	1.338	977.849	0.533
130	110	963.915	0.421	977.891	0.004
140	120	965.125	0.125	983.119	0.532
150	130	964.747	0.039	982.591	0.054

4.3 Parámetros de estudio

4.3.1 Velocidad de entrada del aire en la cavidad

En este estudio se analiza un intervalo de velocidades de entrada desde 0.2 m/s hasta 2.0 m/s, donde 2.0 m/s es la velocidad máxima para difusores de salida de aire establecida por la ASHRAE (2004) [32]; se consideraron cinco velocidades de entrada: 0.2 m/s, 0.5 m/s, 1.0 m/s, 1.5 m/s y 2.0 m/s. La definición del número de Reynolds en la entrada es función de estas velocidades de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{u_{ent} H_i}{\nu_{aire}} \quad (4.1)$$

En donde:

u_{ent} = velocidad de entrada del aire (m/s)

H_i = longitud de la apertura de entrada y salida del aire a la cavidad (0.2 m)

ν_{aire} = viscosidad cinemática del aire a T_{ent} (14.822×10^{-6} m²/s a $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$, y 15.712×10^{-6} m²/s a $T_{ent}=25^{\circ}\text{C}$).

De acuerdo a la definición anterior, las velocidades consideradas corresponden a los siguientes números de Reynolds respectivamente: 2.7×10^3 , 6.7×10^3 , 1.3×10^4 , 2.0×10^4 y 2.7×10^4 , para una $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$; y 2.5×10^3 , 6.3×10^3 , 1.3×10^4 , 1.9×10^4 y 2.5×10^4 , para una $T_{ent}=25^{\circ}\text{C}$.

4.3.2 Emisividad de las paredes de la cavidad

Al considerar el intercambio radiativo se consideraron tres valores para la emisividad de las paredes: $\epsilon=0$, $\epsilon=0.5$ y $\epsilon=1$. La emisividad de la fuente discreta se mantuvo en cero para una emisividad de las paredes de cero, y en 0.97 para una emisividad de las paredes de 0.5 y 1.

4.3.3 Temperatura de entrada del aire a la cavidad

En el análisis paramétrico fueron estudiadas dos temperaturas de entrada del aire a la cavidad: 15 °C y 25 °C. La primera temperatura correspondiente al caso del análisis de climatización artificial y la segunda a ventilación natural.

4.3.4 Configuraciones de entrada y salida del aire a la cavidad

Se realizó un análisis de la ubicación de la entrada y salida del aire a la cavidad ventilada para conocer su efecto sobre la distribución de temperatura, los patrones de flujo y la transferencia de calor en el interior de la cavidad. (Ver tabla 3.1)

4.4 Efecto de la velocidad de entrada del aire en la cavidad ventilada

En la Figura 4.5 se muestran los campos de temperatura al interior de la cavidad con y sin generación discreta de calor para la configuración (A), con una emisividad de las paredes de 0.5, una temperatura de entrada del aire de 15 °C y velocidades de entrada en un intervalo de 0.2-2 m/s. Se observa que en las proximidades de la pared caliente (pared derecha) se presentan los gradientes más altos de temperatura, con la formación de una capa límite térmica. De forma general, de acuerdo a la Figura 4.4, se observa que al incrementarse la velocidad de entrada del aire en la cavidad, las temperaturas en el interior de la misma disminuyen.

Para una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s en la cavidad con generación discreta de calor, los campos de temperatura tienden a formar zonas de estratificación térmica en la parte superior derecha, esto debido al efecto dominante de la convección natural; asimismo se observan en la cavidad dos zonas con una marcada diferencia de temperatura, el lado izquierdo es la zona más caliente, con temperaturas en un intervalo de 25-28 °C, y el lado derecho es la zona más fría, con temperaturas de 16-21 °C. Por otro lado, en la cavidad sin generación discreta de calor, se muestra que la estratificación

térmica prevalece en la mitad superior de la cavidad, presentándose temperaturas más altas, mientras que en la mitad inferior, la temperatura es cercana a la de la corriente de entrada de aire.

Cuando la velocidad de entrada del aire es de 0.5 m/s, se observa la capa límite térmica adyacente a la pared caliente, así como la estratificación térmica en la parte superior de ambas cavidades (con generación de calor y sin ésta), lo que indica una participación importante de la convección natural. En la cavidad con la fuente de calor, se aprecia que en el lado izquierdo se presentan las temperaturas más altas (23 a 27 °C) y en el lado derecho las más bajas (17 a 21°C). En la cavidad sin generación de calor se presenta una región extensa a una temperatura de 17 °C y con estratificación térmica a partir de los 2.0 m de altura.

A medida que se incrementa la velocidad de entrada del aire, la estratificación térmica en la parte superior de la cavidad tiende a desaparecer, debido a que la convección forzada va ganando dominio. Para velocidades de entrada de 1.0-2.0 m/s, en la cavidad con generación discreta de calor, se observa que la diferencia de temperaturas entre la región derecha e izquierda de la cavidad existe pero cada vez es menor, siendo el lado derecho en donde se presentan las temperaturas más bajas.

En la cavidad sin generación discreta de calor para una velocidad de entrada del aire de 1.0 m/s los campos de temperatura muestran el comportamiento siguiente: la zona más fría, con temperaturas de 16-18 °C se encuentra, a lo largo de la pared izquierda y de la pared inferior de la cavidad, debido al efecto de la corriente de entrada de aire; la zona más caliente, con temperaturas de 21-29 °C, se localiza en la mitad superior derecha de la cavidad, mientras que la región con temperaturas intermedias 19-20 °C se encuentra en la zona central de la cavidad. Para una velocidad de entrada de 1.5 m/s, la zona más fría se ensancha en la parte superior de la cavidad, disminuyendo la región de temperaturas moderadas y altas. Al incrementar la velocidad de entrada a 2.0 m/s, la región de temperatura más baja se localiza a lo largo de la pared inferior, pared izquierda

y la mitad de la pared superior, la zona con temperaturas intermedias se localiza en la parte central de la cavidad ocupando la mayor parte de ésta, mientras que la región con temperaturas más altas ocupa sólo las proximidades de la pared derecha.

En la Figura 4.6 se muestran las líneas de corriente (patrón de flujo) en el interior de la cavidad para las condiciones mencionadas al inicio de esta sección. Para una velocidad de entrada de 0.2 m/s, en la cavidad con generación discreta de calor se observa que el aire entra por la parte inferior de la cavidad y una parte de él se desliza en las cercanías de la pared inferior hasta chocar con la fuente de calor, se desplaza hacia arriba a lo largo de ésta y encuentra la salida en la parte superior de la pared izquierda, mientras que otra parte del aire que entra se calienta por contacto con la pared derecha (pared caliente), sube y se desplaza a lo largo de la pared, choca con la pared superior y se desliza hasta encontrar la salida, debido a la convección natural. En el lado izquierdo de la cavidad se observa una pequeña recirculación de aire que rota en sentido contrario a las manecillas del reloj, la cual se forma con la corriente de aire que asciende impulsada por el calor transferido por la fuente (convección natural) y choca con la corriente de aire de salida que se mueve por la parte superior de la cavidad.

En la cavidad sin generación de calor, el aire que entra se desliza por la parte inferior de la cavidad hasta chocar con la pared izquierda y encontrar la salida; mientras que se forma una corriente que asciende adyacente a la pared derecha por convección natural, llega a la pared superior y se mueve hasta alcanzar la salida; debido a los movimientos descritos previamente se presenta una recirculación en el centro de la cavidad que gira en sentido de las manecillas del reloj.

Cuando la velocidad de entrada del aire es de 0.5 m/s, en la cavidad con generación discreta de calor, el fluido que entra choca con la fuente, asciende y se mueve en dirección de la salida; mientras que una corriente de aire asciende por la pared caliente debido a la convección natural, choca con el techo y se mueve bajo éste hasta salir de la cavidad.

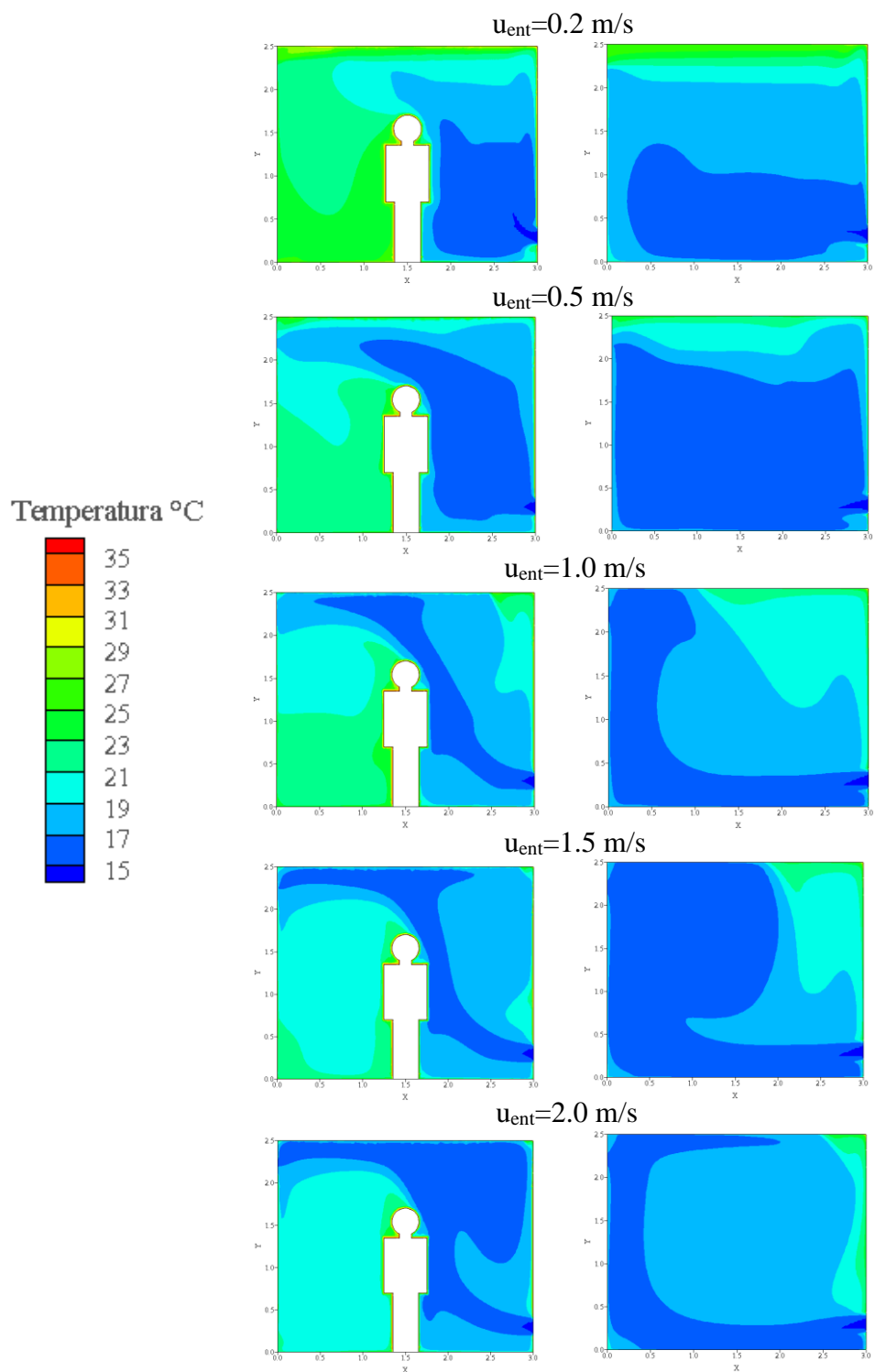


Figura 4.5 Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent} = 15^\circ\text{C}$.

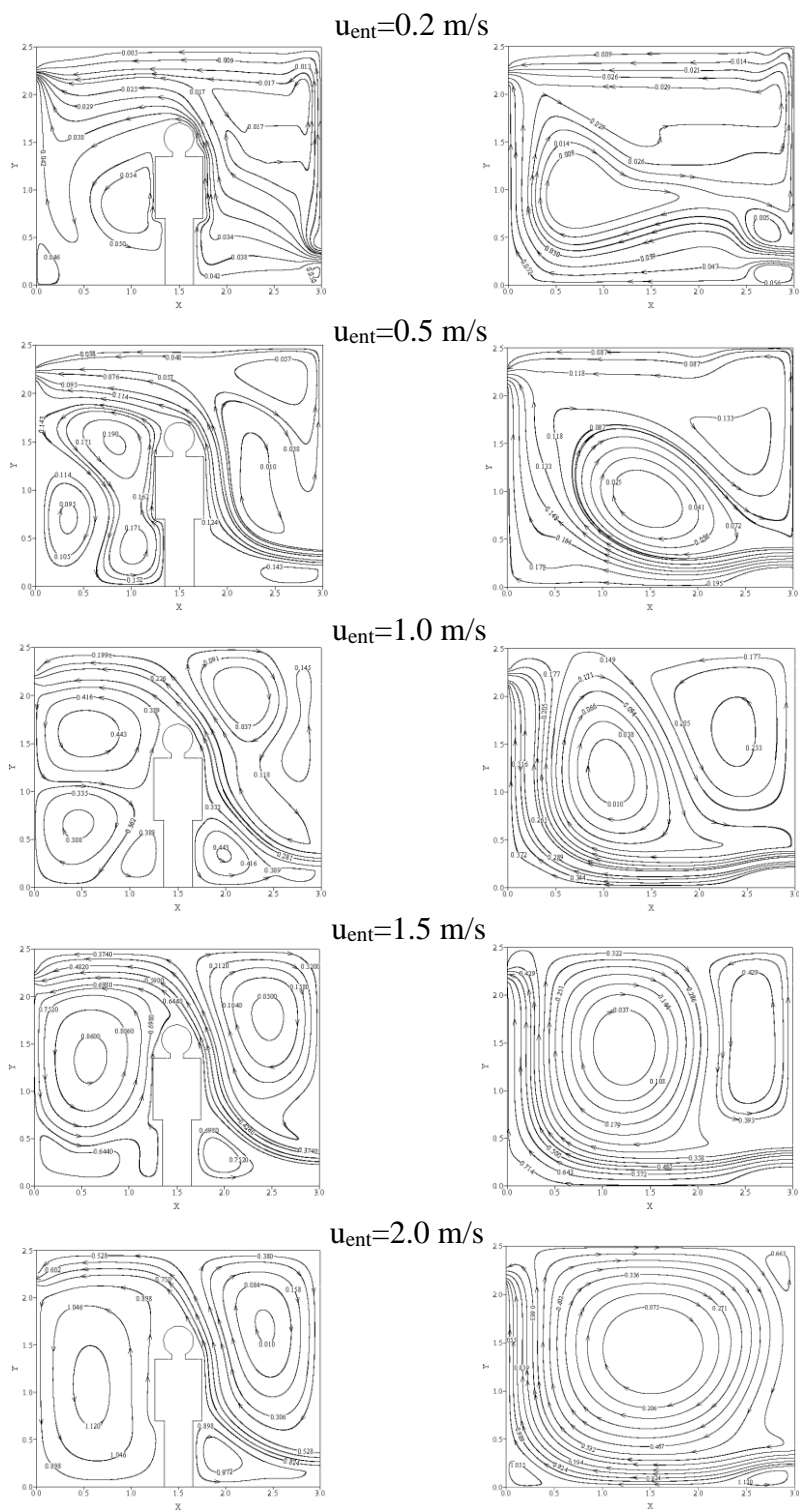


Figura 4.6 Líneas de corriente (kg/s) en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent} = 15^\circ\text{C}$.

En el lado izquierdo de la cavidad se forman dos zonas de recirculación, una cercana a la fuente de calor y que gira en sentido de las manecillas del reloj, y otra más pequeña en la esquina inferior izquierda que circula en sentido contrario a la mayor, en estas zonas el fluido queda confinado lo que ocasiona que se presenten altas temperaturas. Ambas zonas se forman por las corrientes ascendentes por convección natural adyacentes a la fuente de calor y a la pared izquierda y chocan con la corriente de salida de aire.

En el lado derecho de la cavidad también se forman recirculaciones: una en la esquina superior derecha, otra en la parte central próxima a la pared derecha y una de menor tamaño en la esquina inferior derecha. En la cavidad sin generación discreta de calor se observa que el aire entrante se mueve adyacente al suelo, asciende por la pared izquierda y sale de la cavidad, mientras que el aire se calienta por contacto con la pared derecha y sube moviéndose por la parte superior de la cavidad hasta salir; también se presenta una zona de recirculación en el centro de la cavidad que gira de izquierda a derecha, así como una celda de menor tamaño en la parte superior derecha de la cavidad que gira en sentido contrario.

Al incrementar la velocidad de entrada del aire a 1.0 m/s el efecto de la convección natural disminuye y comienza a dominar la convección forzada. En la cavidad con la fuente de calor se muestra que el fluido entra por la parte inferior de la pared derecha, se topa con la parte superior de la fuente y se mueve hasta encontrar la salida; se observa también la presencia de varias zonas de recirculación dentro de la cavidad: tres en el lado izquierdo, de las cuales dos son de gran tamaño y es en estas regiones donde el fluido permanece confinado, lo que explica la presencia de temperaturas más altas en esta zona; en el lado derecho se observan dos recirculaciones de fluido en la parte superior de la corriente principal del aire, la mayor de ellas formada por la acción de la corriente del fluido que entra y la menor ayudada también por la convección natural, y una en la parte inferior derecha de la cavidad, cuyo sentido de rotación, en sentido contrario a las manecillas del reloj, confirma que la convección forzada domina a la natural.

Para la cavidad con generación discreta de calor y una velocidad de entrada de 1.5 m/s, el patrón de flujo es similar al descrito previamente (velocidad de entrada de 1.0 m/s), sólo que los dos vórtices del lado derecho se convierten en uno solo que gira en sentido de las manecillas del reloj, y en el lado izquierdo el vórtice superior incrementa considerablemente su tamaño. Cuando la velocidad de entrada del aire es de 2.0 m/s, las dos recirculaciones del lado izquierdo de la cavidad dan lugar a una muy grande que se mueve en sentido contrario a las manecillas del reloj, y la celda del lado derecho incrementa ligeramente su tamaño. Las grandes recirculaciones explican las regiones con temperatura uniforme mostradas en la Figura 4.5.

En la cavidad sin generación discreta de calor para velocidades de entrada de 1.0 y 1.5 m/s el patrón de flujo muy parecido: el fluido entra por la parte inferior de la cavidad, se mueve a lo largo de la pared inferior hasta alcanzar la pared izquierda y deslizarse sobre ella alcanzando la salida; en el centro de la cavidad se presenta una gran recirculación que gira en sentido de izquierda a derecha y en las cercanías de la pared caliente se forma otro vórtice de gran tamaño, en donde se presentan las temperaturas más altas. Para una velocidad de 1.5 m/s la recirculación central de la cavidad es mayor que para una velocidad de 1.0 m/s, mientras que ocurre lo inverso con las celdas cercanas a la pared caliente. Cuando la velocidad de entrada del aire es de 2.0 m/s las dos celdas se fusionan en una sola de gran tamaño, sólo se observa pequeño vórtice en la esquina superior derecha y otro en la esquina inferior derecha de la cavidad.

Es conveniente también analizar la distribución de la rapidez del fluido velocidades en el interior de la cavidad, por ser una de las variables relacionadas con el confort en edificios y viviendas. En la Figura 4.7 se muestra la distribución de magnitudes de velocidad en el interior de la cavidad para las condiciones establecidas previamente. De acuerdo a esta figura, al aumentar la velocidad de entrada del aire a la cavidad, se observan regiones con mayor velocidad dentro de la cavidad. Para una velocidad de entrada de 0.2 y 0.5 m/s, en la mayor parte de la cavidad con y sin generación discreta de calor se muestran magnitudes de velocidad menores a 0.32 m/s, pero si la velocidad de

entrada es de 0.5 m/s se presentan regiones con magnitudes de velocidad de hasta 0.6 m/s, esto ocurre en las inmediaciones de la entrada y en salida de la cavidad, así como en la zona donde hace contacto la corriente de aire entrante con la fuente de calor, este último fenómeno se repite a velocidades mayores a 0.5 m/s. Al aumentar la velocidad de entrada del aire a 1.0 m/s se sigue observando que la mayor parte de la cavidad (con y sin la fuente de calor) presenta magnitudes de velocidad menores a 0.32 m/s, sin embargo en la entrada, corriente principal y salida del fluido se muestran magnitudes que van de 0.6 hasta 1.5 m/s.

Para una velocidad de entrada de 1.5 m/s, aunque siguen existiendo zonas con magnitud de velocidad menores a 0.32 m/s, ya no es la predominante en la cavidad, sino que existen magnitudes en la entrada, salida y en la parte superior de la fuente de hasta 1.8 m/s; en la cavidad con generación de calor se observan magnitudes de velocidad entre 0.6-0.9 m/s en la parte superior y en las proximidades a la pared caliente; por otro lado, en la región central de la cavidad sin generación discreta de calor existe una recirculación con magnitudes de velocidad entre 0.3-0.6 m/s, mientras que en el centro de este vórtice y en la región derecha de la cavidad las magnitudes de velocidad son menores a 0.32 m/s.

Cuando la velocidad de entrada del aire es de 2.0 m/s, se alcanzan magnitudes de velocidad de hasta 2.8 m/s en la salida de la cavidad (para ambas cavidades) y en la región donde el fluido choca con la fuente de calor; en la corriente principal del aire se observan magnitudes entre 0.9-2.5 m/s y en el resto de la cavidad entre 0.01-0.9 m/s; en la cavidad sin generación de calor se presenta una recirculación que ocupa toda la región central con magnitudes entre 0.6-0.9 m/s, incrementándose en la parte superior a 1.5-1.8 m/s y disminuyendo en el centro a magnitudes menores a 0.32 m/s.

En la Figura 4.8 se presentan las líneas de calor para la cavidad para las condiciones establecidas previamente. El estudio de las líneas de calor proporciona una mejor comprensión de cómo se transfiere el calor en el interior de la cavidad.

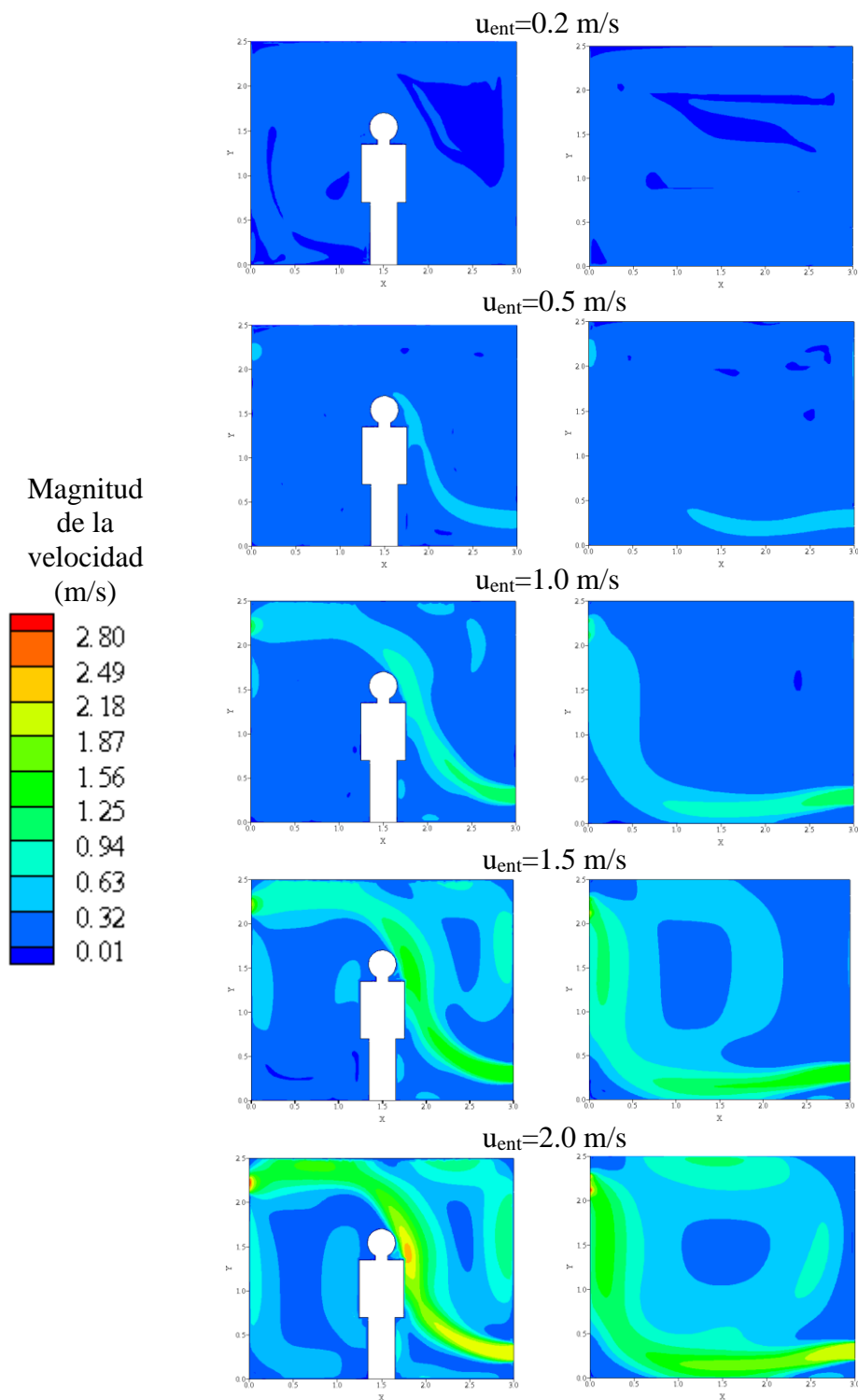


Figura 4.7 Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

Se observa, para todos los casos que las líneas de calor muestran un comportamiento muy parecido al de las líneas de corriente, debido a que la convección forzada es dominante en la cavidad sobre todo a velocidades altas. El efecto de la conducción en forma de líneas horizontales se aprecia solamente con un acercamiento a las paredes isotérmicas, ya que la capa límite térmica es muy delgada.

Para el caso en el que la velocidad de entrada del aire es de 0.2 m/s en la cavidad con la fuente de calor se observa que una parte del calor fluye en dirección de la corriente principal del fluido hasta salir por la parte superior de la pared izquierda, mientras que otra parte se transfiere por convección natural en las cercanías de la pared derecha (pared caliente) desplazándose sobre ésta y a lo largo del techo hasta salir de la cavidad, en la parte izquierda de la cavidad se forma una zona de recirculación con el calor que proviene de la fuente de calor. Por otro lado es notable el flujo de calor de la pared superior a la pared izquierda. En cuanto a la cavidad sin generación de calor, para una velocidad de entrada de 0.2 m/s, se aprecia la transferencia de calor por la convección forzada (corriente principal) y convección natural (en las proximidades de la pared caliente), observándose también que en la zona central y superior de la cavidad existen dos recirculaciones en las cuales el calor queda confinado. En la región cercana al techo el calor fluye de éste hacia la pared izquierda.

Para una velocidad de entrada de 0.5 m/s, en la cavidad con la fuente de calor, el calor fluye en la misma dirección del movimiento del fluido, y el comportamiento es similar al del caso de una velocidad de entrada de 0.2 m/s, sólo que en el lado izquierdo de la cavidad se presentan dos zonas de recirculación de calor: una muy próxima a la fuente de calor y otra que ocupa la mitad de la pared izquierda y la mitad izquierda del suelo. En el lado derecho de la cavidad se forman dos zonas de recirculación de calor.

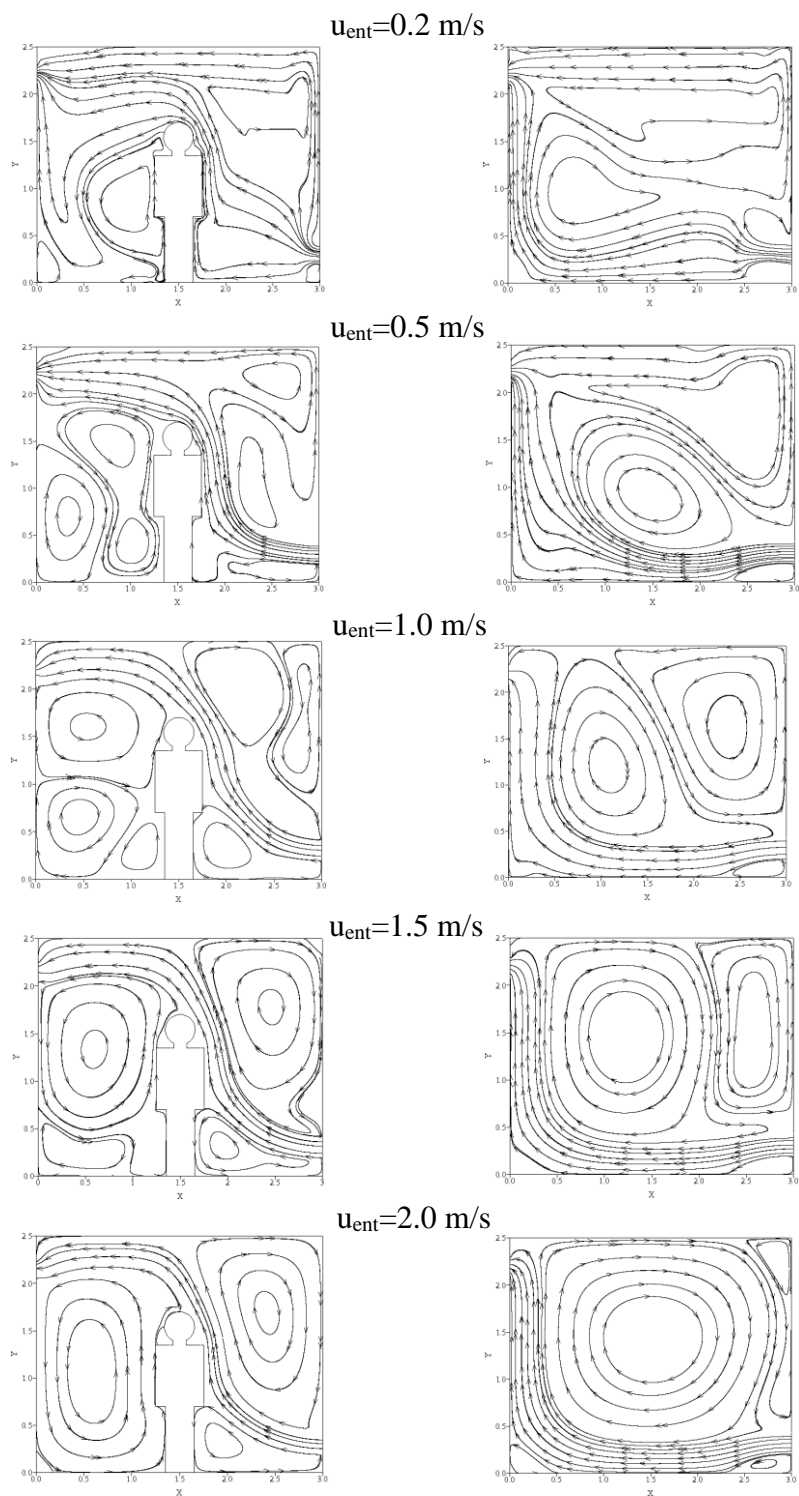


Figura 4.8 Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$
y $T_{ent}=15^\circ\text{C}$.

Para velocidades de entrada de 1.0-2.0 m/s, no se observan diferencias apreciables entre el patrón de las líneas de corriente y las líneas de calor, debido a que la convección forzada es altamente dominante; sin embargo se observa el flujo de calor en las proximidades de las paredes debido al efecto de la transferencia de calor por conducción (paredes verticales) y radiación (paredes horizontales).

En la figura 4.9 se presentan los contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para las condiciones estipuladas anteriormente. El patrón general indica que al aumentar la velocidad de entrada del aire, se incrementa la magnitud de la viscosidad turbulenta. En la cavidad con generación discreta de calor y una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s, se aprecian valores de la viscosidad turbulenta menores a 0.001 kg/m-s en las zonas cercanas a la pared derecha y el techo, mientras que cerca de la fuente de calor los valores de la viscosidad turbulenta se encuentran entre 0.008 y 0.014 kg/m-s; los valores máximos se alcanzan en la región superior izquierda, en donde la viscosidad turbulenta toma valores de 0.021 kg/m-s.

Al aumentar la velocidad de entrada del fluido a 0.5 m/s, la viscosidad turbulenta presenta valores entre 0.008 y 0.016 kg/m-s en la región izquierda de la cavidad, mientras que en las regiones ubicadas encima y al costado derecho de la fuente se encuentran en el intervalo de 0.008-0.011 kg/m-s; el resto de la cavidad presenta valores de viscosidad turbulenta entre 0.004 y 0.008 kg/m-s.

Para velocidades de entrada del aire de 1.0 m/s y 1.5 m/s, en la cavidad con generación discreta de calor, los contornos de viscosidad turbulenta son similares. La mayor parte de la cavidad presenta valores de viscosidad turbulenta entre 0.011 y 0.018 kg/m-s, aunque se presentan valores más elevados en la región central superior y al lado inferior derecho de la fuente de calor. Cuando el aire entra a una velocidad de 2.0 m/s, la viscosidad turbulenta alcanza valores máximos de 0.034 kg/m-s en la región superior derecha de la cavidad, mientras que en toda la zona izquierda y la región inferior derecha los valores se encuentran en el intervalo 0.008-0.018 kg/m-s.

En la cavidad sin generación discreta de calor y una velocidad de entrada de 0.2 m/s, se aprecia que en las regiones superior y derecha se tienen valores de la viscosidad turbulenta menores a 0.001 kg/m-s, mientras que en la zona superior izquierda los valores se encuentran entre 0.001 y 0.004 kg/m-s; en la región inferior es donde se observan los valores más altos de la viscosidad turbulenta, entre 0.004 y 0.014 kg/m-s. Para una velocidad de entrada de 0.5 m/s, en la región superior de la cavidad se presentan valores de la viscosidad turbulenta menores a 0.001 kg/m-s, pero en la región central y en la cercana a la pared izquierda la viscosidad turbulenta toma valores entre 0.004 y 0.011 kg/m-s, y en el resto de la cavidad la magnitud de la viscosidad turbulenta se encuentra en el intervalo 0.001-0.004 kg/m-s.

Para velocidades de entrada de 1.0 y 1.5 m/s, los contornos de viscosidad turbulenta se comportan de manera similar: es en la región central y en la salida del aire donde se presentan los valores máximos de la viscosidad turbulenta (entre 0.014 y 0.027 kg/m-s) y, al acercarse a las paredes, los valores de la viscosidad turbulenta son menores a 0.008 kg/m-s. Cuando el aire entra a 2.0 m/s, en la mayor parte de la cavidad (exceptuando las proximidades a las paredes) se presentan magnitudes de la viscosidad turbulenta entre 0.006 y 0.014 kg/m-s, y los valores se incrementan hasta 0.031 kg/m-s en la región de salida del aire de la cavidad.

4.5 Efecto del intercambio radiativo en la cavidad ventilada.

El efecto del intercambio radiativo en la cavidad ventilada para la configuración (A) se muestra en las Figuras 4.10 a 4.19, para una temperatura de entrada del aire de 15 °C, dos velocidades de entrada (0.2 m/s y 2.0 m/s) y tres diferentes emisividades de las paredes (0, 0.5 y 1.0). Como se mencionó previamente la emisividad de la fuente de calor se consideró igual a 0.97.

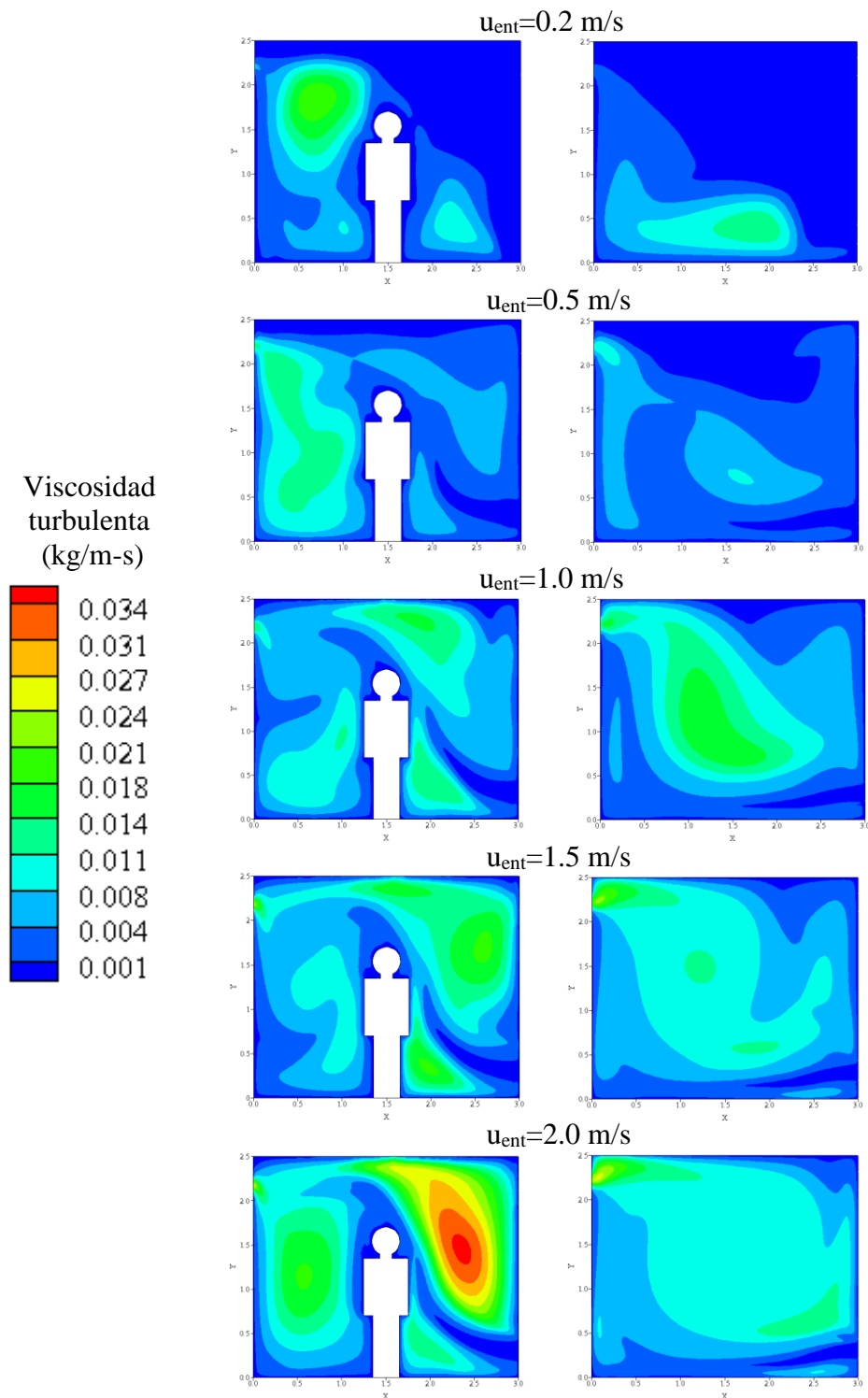


Figura 4.9 Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $\varepsilon = 0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

La Figura 4.10 muestra el efecto del intercambio radiativo sobre los campos de temperatura en la cavidad ventilada (con generación y sin generación de calor) considerando una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s. En general, se observa que al aumentar la emisividad de las paredes se incrementa la temperatura dentro de la cavidad. Lo anterior se explica por la cantidad adicional de energía que recibe el fluido al entrar en contacto con las paredes adiabáticas, las cuales intercambian calor por radiación entre sí, con las paredes isotérmicas de la cavidad y con la fuente de calor cuando está presente. Por otro lado, en la Figura 4.11 se presenta el efecto de la emisividad sobre los campos de temperatura en la cavidad cuando se tiene una velocidad de entrada de 2.0 m/s, en este caso el incremento en la temperatura en el interior de la cavidad al variar la emisividad, es más importante cuando no está presente la fuente de calor en el interior.

En la Figura 4.12 se observa el efecto del intercambio radiativo sobre las líneas de corriente en el interior de la cavidad para las condiciones de estudio establecidas y una velocidad de entrada de 0.2 m/s. Para la cavidad con generación de calor se observa que del lado derecho de la cavidad el patrón de flujo es similar para las tres emisividades, con ligeras diferencias en las cercanías del techo y suelo; en el lado izquierdo de la cavidad se observan diferencias significativas en las líneas de corriente al variar la emisividad. Cuando la emisividad de las paredes es de 0 se presenta una recirculación de gran tamaño en las cercanías de la fuente de calor y otra de tamaño menor muy cerca a la pared izquierda, si se incrementa la emisividad de las paredes a 0.5 desaparece la recirculación adyacente a la pared izquierda y se reduce la recirculación próxima a la fuente de calor, mientras que para el caso en el que la emisividad de las paredes es de 1.0 se forma una gran recirculación que ocupa más de la mitad del lado izquierdo de la cavidad.

Para la cavidad sin generación de calor y una velocidad de entrada de 0.2 m/s, se aprecian cambios en el patrón de flujo al variar la emisividad. Cuando la emisividad varía de 0 a 0.5 se aprecia la formación de una recirculación de gran tamaño en el centro de la cavidad, mientras que para una emisividad de 1.0 las líneas de corriente muestran

que el fluido se mueve en forma oblicua en el centro de la cavidad. Si la velocidad de entrada es de 2 m/s (Figura 4.13), en ambas cavidades (con y sin generación de calor) se observa que el patrón de flujo no se modifica apreciablemente al variar la emisividad de las paredes.

En la Figura 4.14 se presenta el efecto del intercambio radiativo sobre la magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada con una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s. En el caso de la cavidad con generación discreta de calor al incrementarse la emisividad de las paredes, es apreciable un aumento en la magnitud de la velocidad en las cercanías de las paredes horizontales, mientras que en el lado derecho la distribución de la magnitud de velocidad es similar para las tres emisividades consideradas. En la cavidad sin generación de calor tampoco se manifiesta una tendencia causada por el incremento de la emisividad de las paredes; sin embargo sí existen marcadas diferencias en la distribución de la rapidez del fluido en el interior de la cavidad cuando se modifica la emisividad. En la Figura 4.15 se muestra el efecto de la emisividad sobre las magnitudes de velocidad en el interior de la cavidad considerando una velocidad de entrada del aire de 2.0 m/s, observándose que variar la emisividad no modifica la rapidez del fluido, tanto en la cavidad con generación de calor como en la cavidad sin ésta.

La Figura 4.16 muestra el efecto del intercambio radiativo sobre las líneas de calor para una velocidad de entrada de 0.2 m/s. En la cavidad con generación de calor se observa que las líneas de calor siguen la trayectoria de las líneas de corriente cuando la emisividad de las paredes es de 0 (Fig. 4.10), pero cuando la emisividad es de 0.5 y 1.0 se muestran algunas líneas de calor salientes de las paredes adiabáticas, haciéndose más notorio este efecto para $\epsilon=1$, y una recirculación de calor próxima a la pared izquierda, así como otra en la esquina inferior derecha; mientras que en la cavidad sin generación de calor se observa que, si bien las líneas de calor siguen el patrón de flujo, existen algunas diferencias con respecto a éste ya que para $\epsilon=0$ solamente se observa una recirculación (esquina inferior derecha), cuando $\epsilon=0.5$ se presentan líneas de calor que

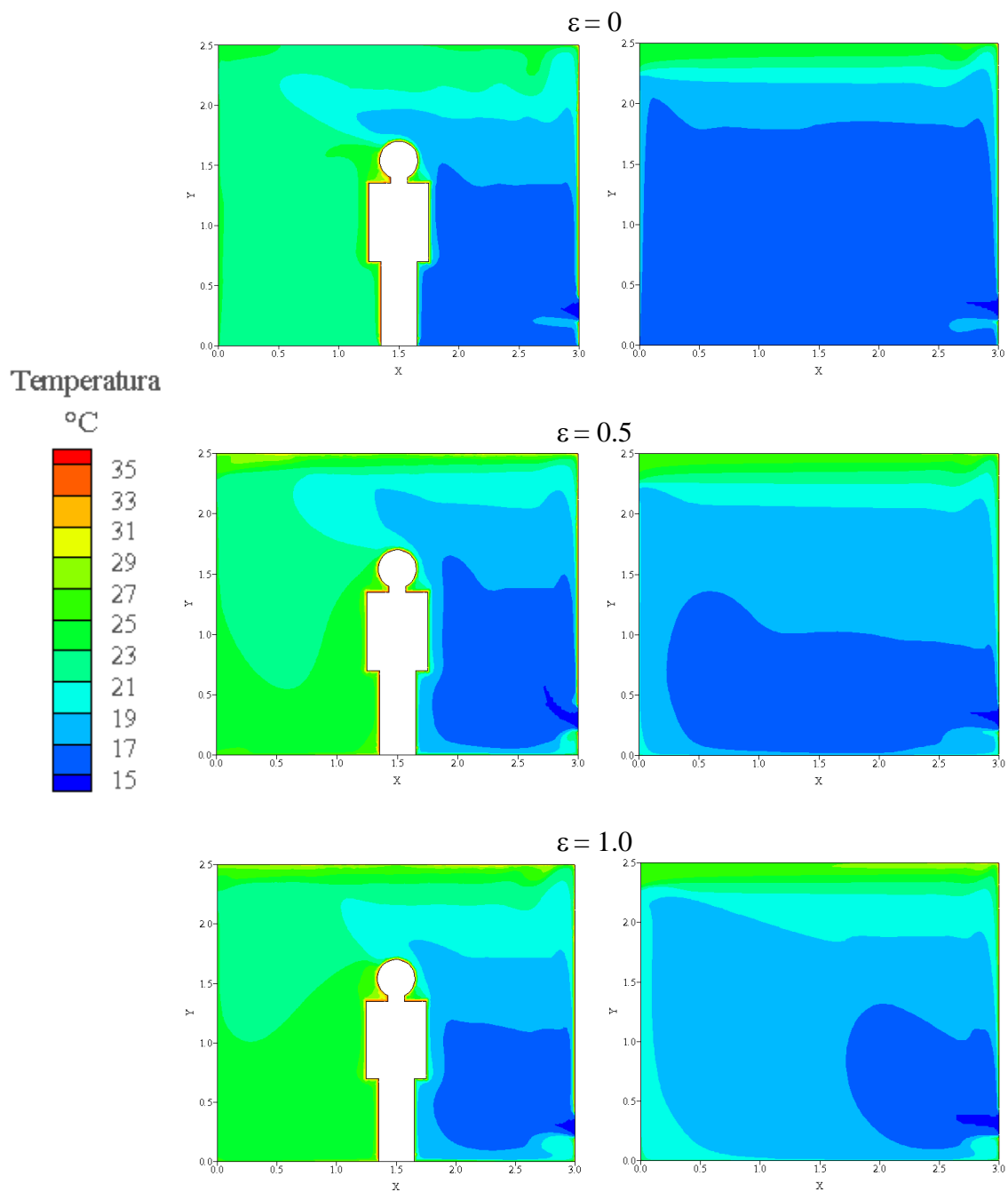


Figura 4.10 Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

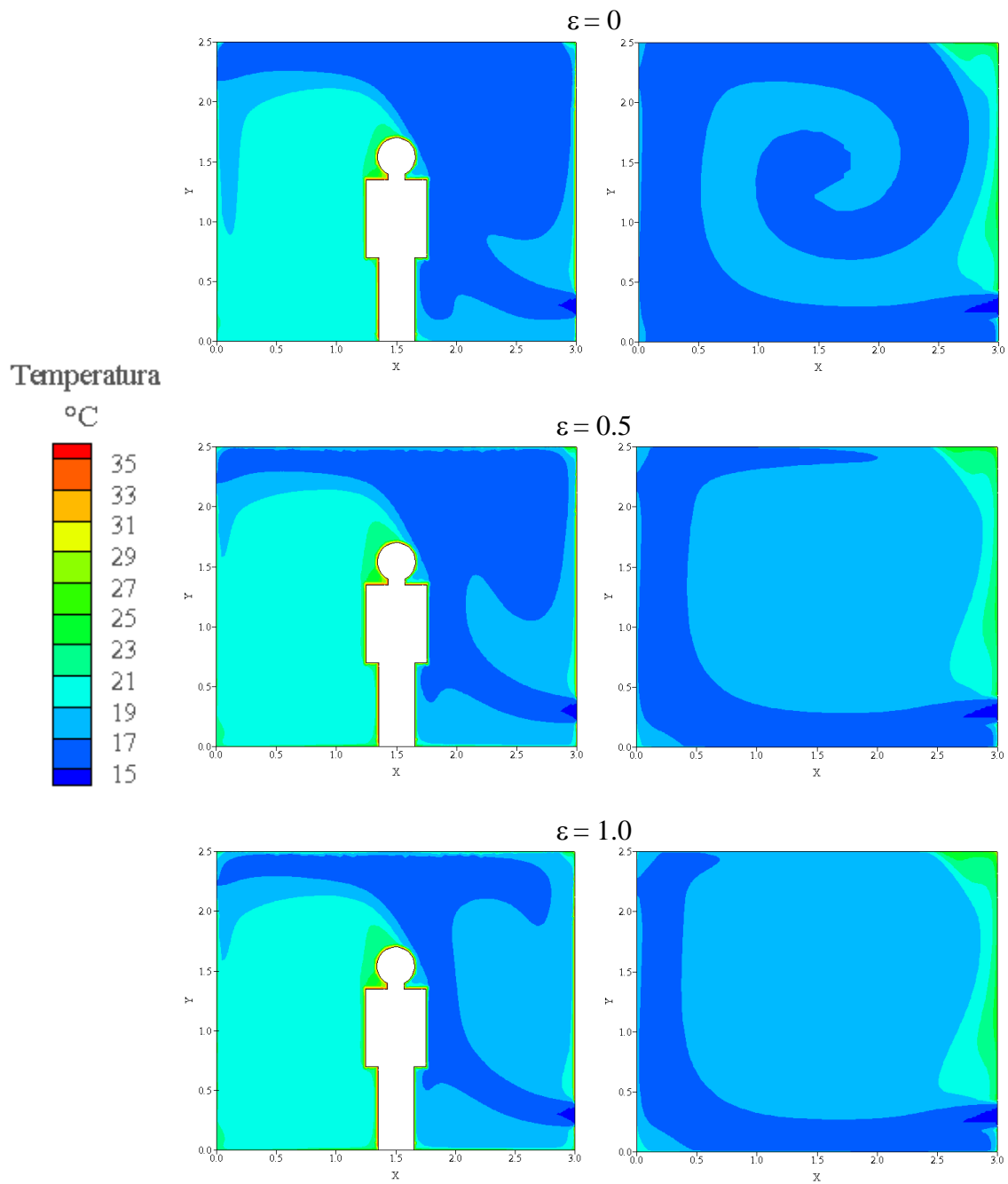


Figura 4.11 Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

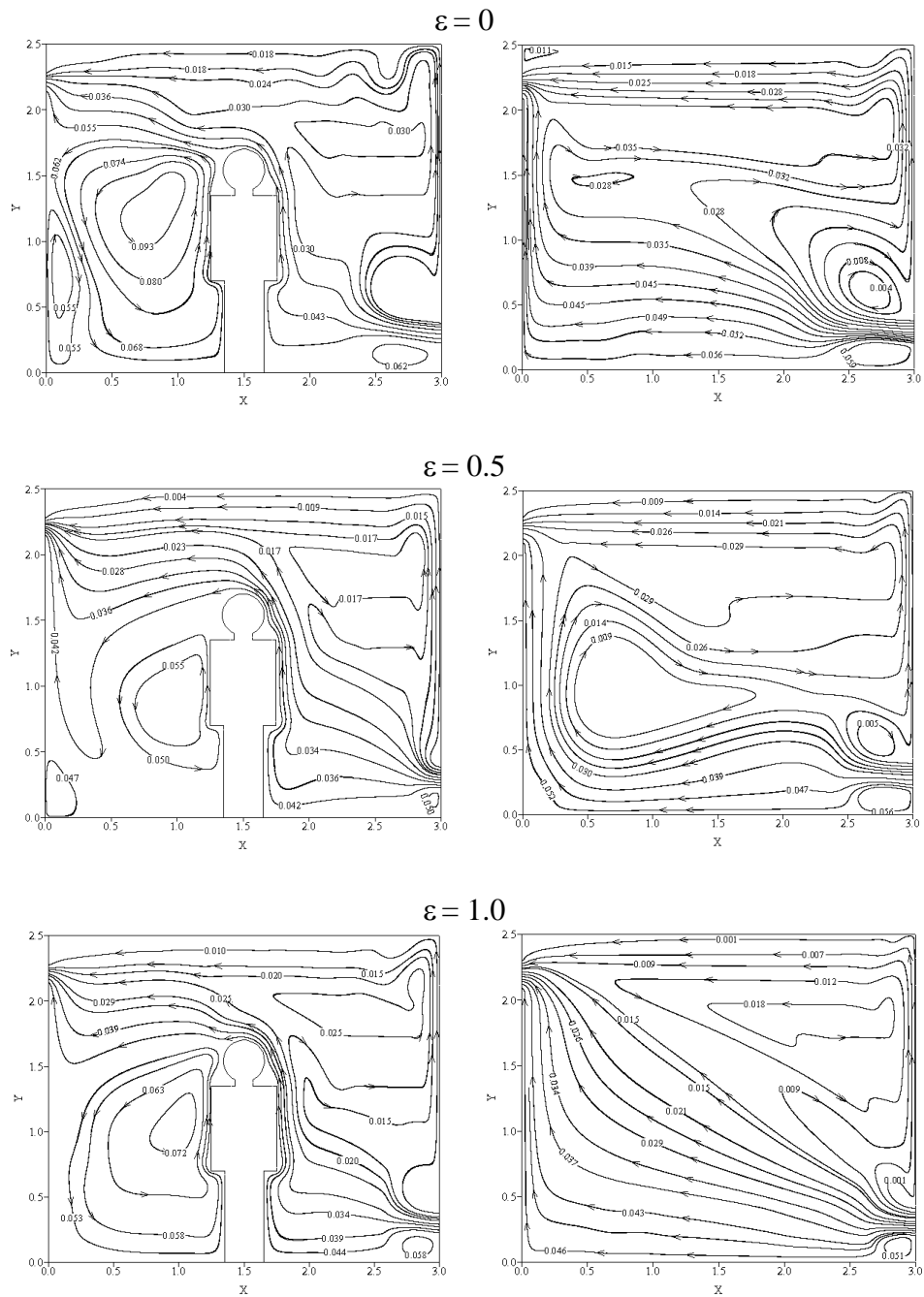


Figura 4.12 Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

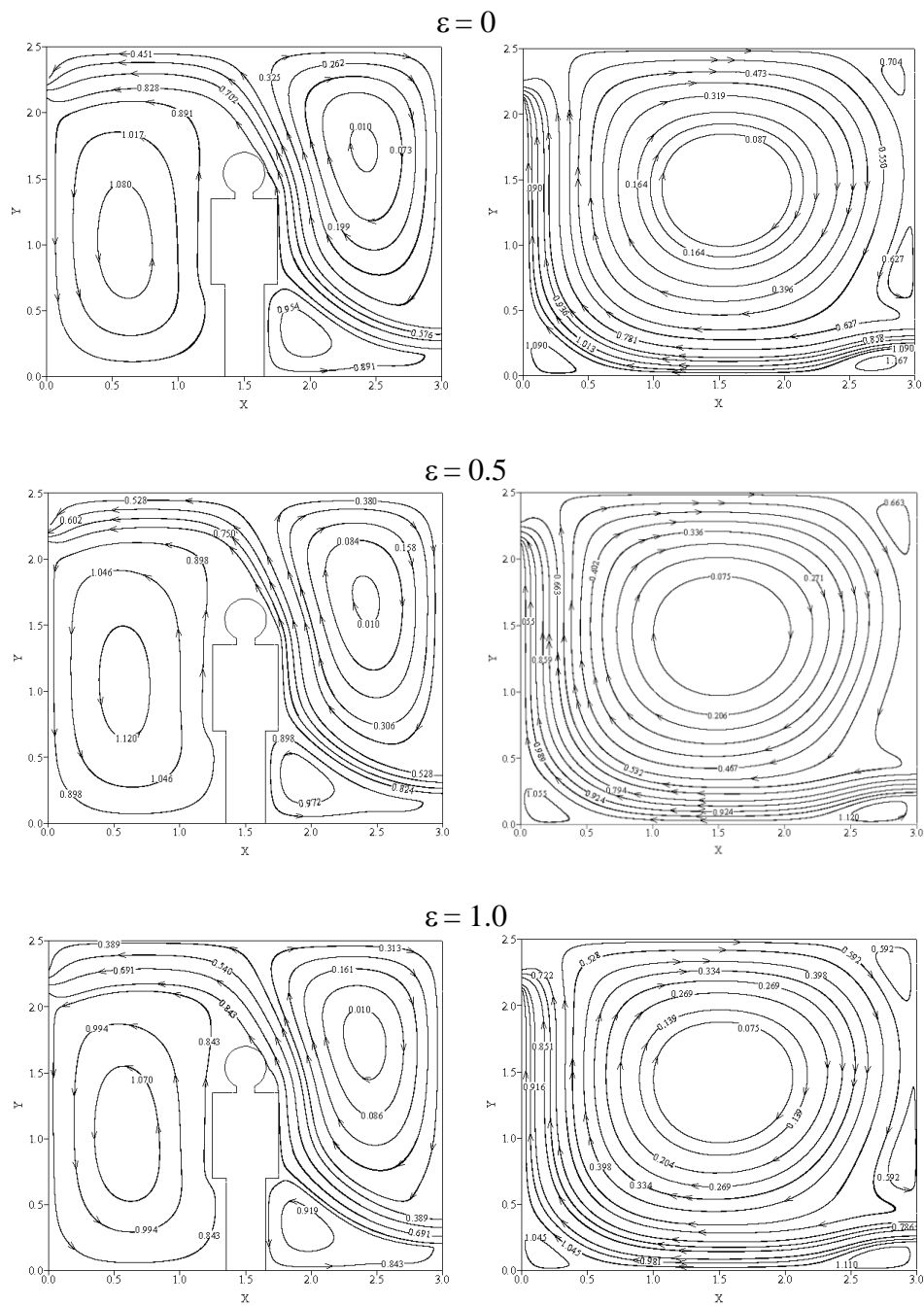


Figura 4.13 Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

recorren toda la pared superior de la cavidad al igual que cuando $\varepsilon=1.0$, sólo que para este último caso también se observan líneas de calor a lo largo de la pared inferior de la cavidad.

En la Figura 4.17 se observa el efecto del intercambio radiativo sobre las líneas de calor para una velocidad de entrada del aire de 2.0 m/s. En la cavidad ventilada con generación discreta de calor, se muestra que la emisividad no tiene un efecto apreciable sobre las líneas de calor, solamente cuando $\varepsilon=0.5$ se observan líneas de calor en las esquinas superior e inferior izquierda y para $\varepsilon=1.0$ se presentan líneas de calor en las esquinas superiores de la cavidad; por otro lado, en la cavidad sin generación de calor se observa que el efecto de la emisividad sobre las líneas de calor se manifiesta solamente en las proximidades de las paredes adiabáticas, pues para los casos en donde la emisividad de las paredes es diferente de cero éstas participan en la transferencia de calor en el interior de la cavidad, y también en la pared vertical derecha.

La Figura 4.18 muestra el efecto del intercambio radiativo sobre los contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s. En la región izquierda de la cavidad con generación discreta de calor y en la región inferior derecha de la misma se observa un incremento de la viscosidad turbulenta al incrementarse la emisividad de las paredes, el mismo efecto se presenta en la zona inferior izquierda de la cavidad sin generación discreta de calor. Las zonas superiores de la cavidad, así como las cercanas a la pared derecha permanecen a valores de viscosidad turbulenta menores a 0.001 kg/m-s. Cuando la velocidad de entrada del aire es de 2.0 m/s (Figura 4.19), se observa que variar la emisividad de las paredes de la cavidad no afecta el patrón ni la magnitud de la viscosidad turbulenta en la cavidad con generación discreta de calor, mientras que en la cavidad sin generación de calor se muestran ligeras diferencias en la magnitud de la viscosidad turbulenta en el centro de la cavidad.

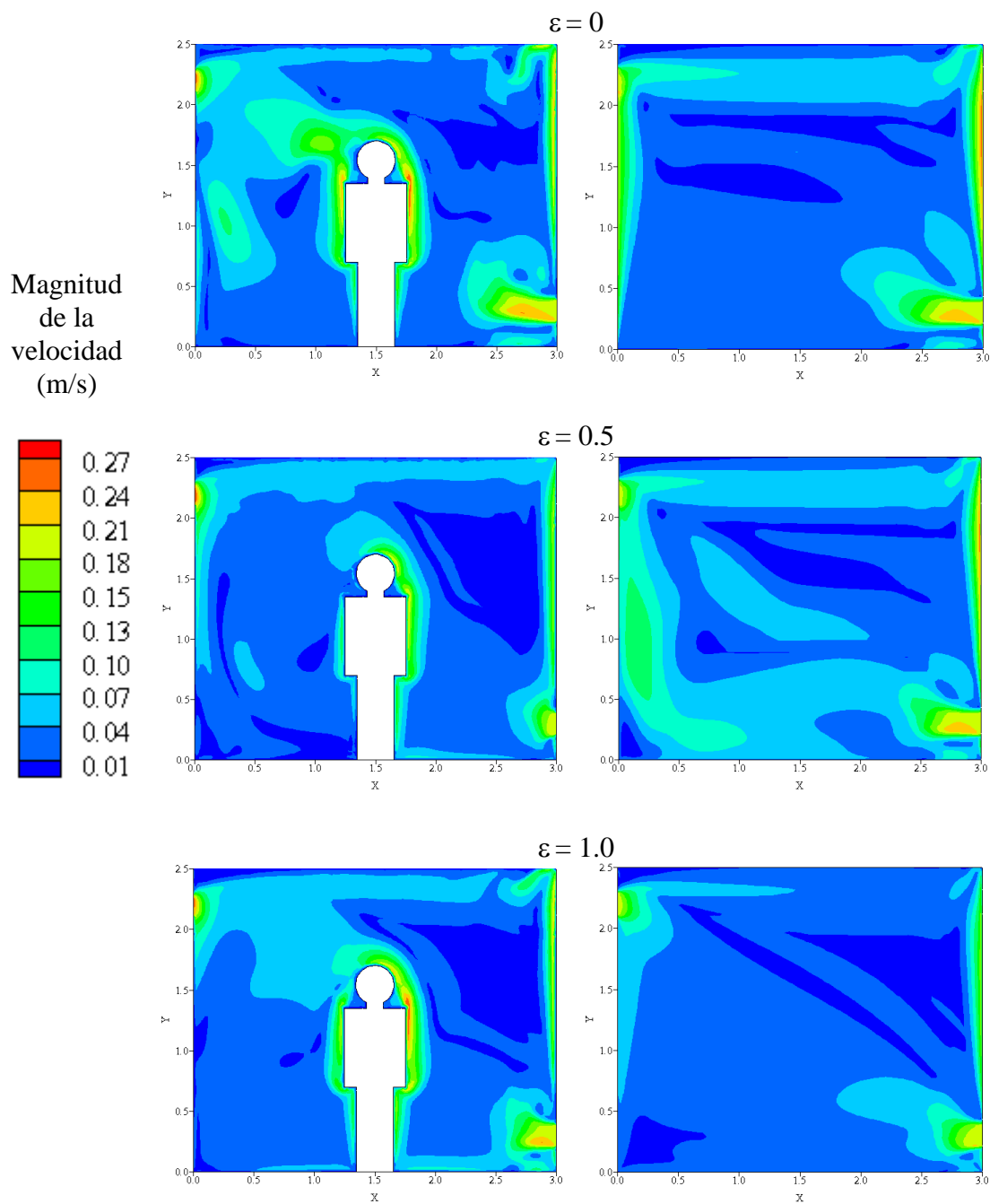


Figura 4.14 Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

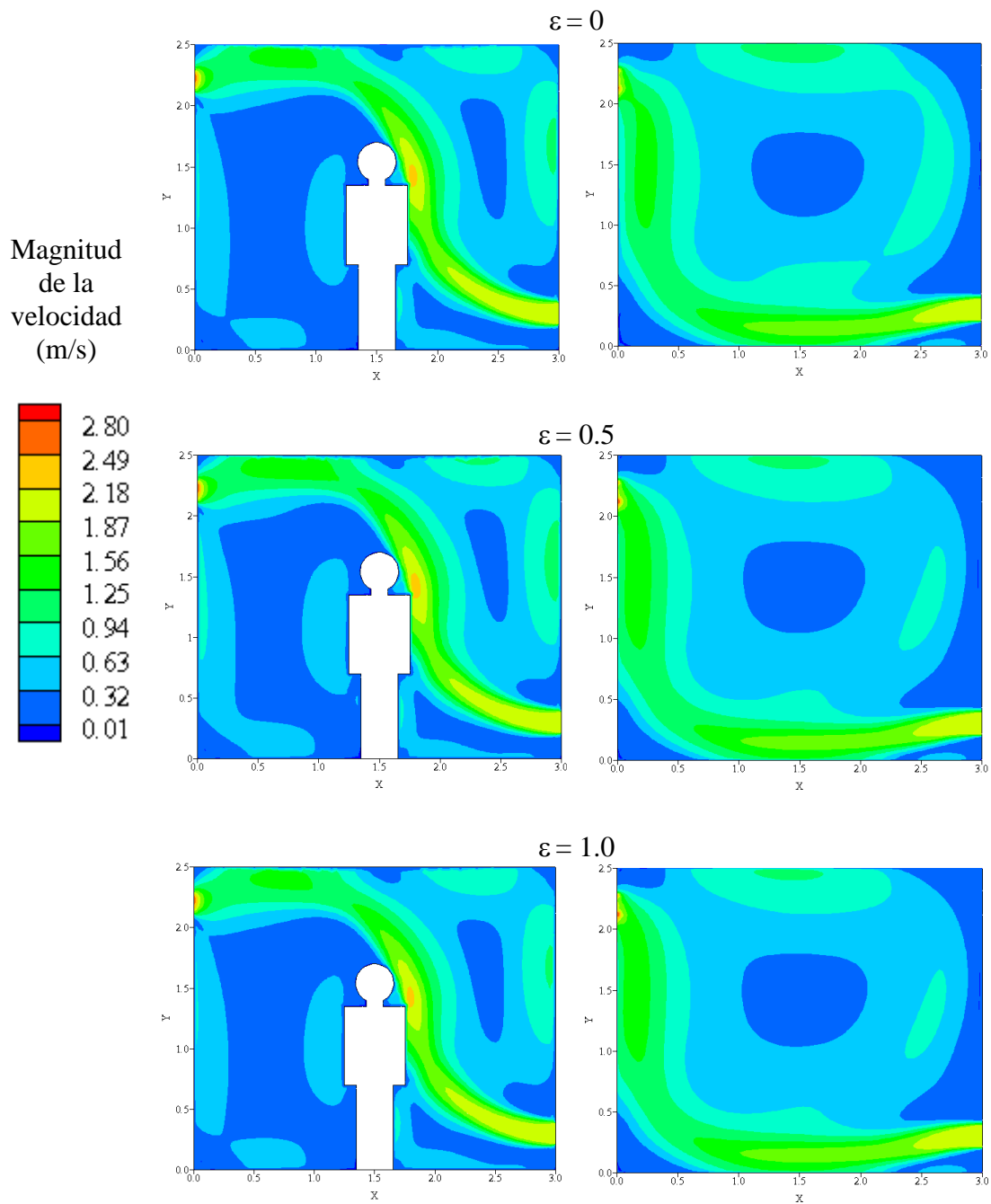


Figura 4.15 Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

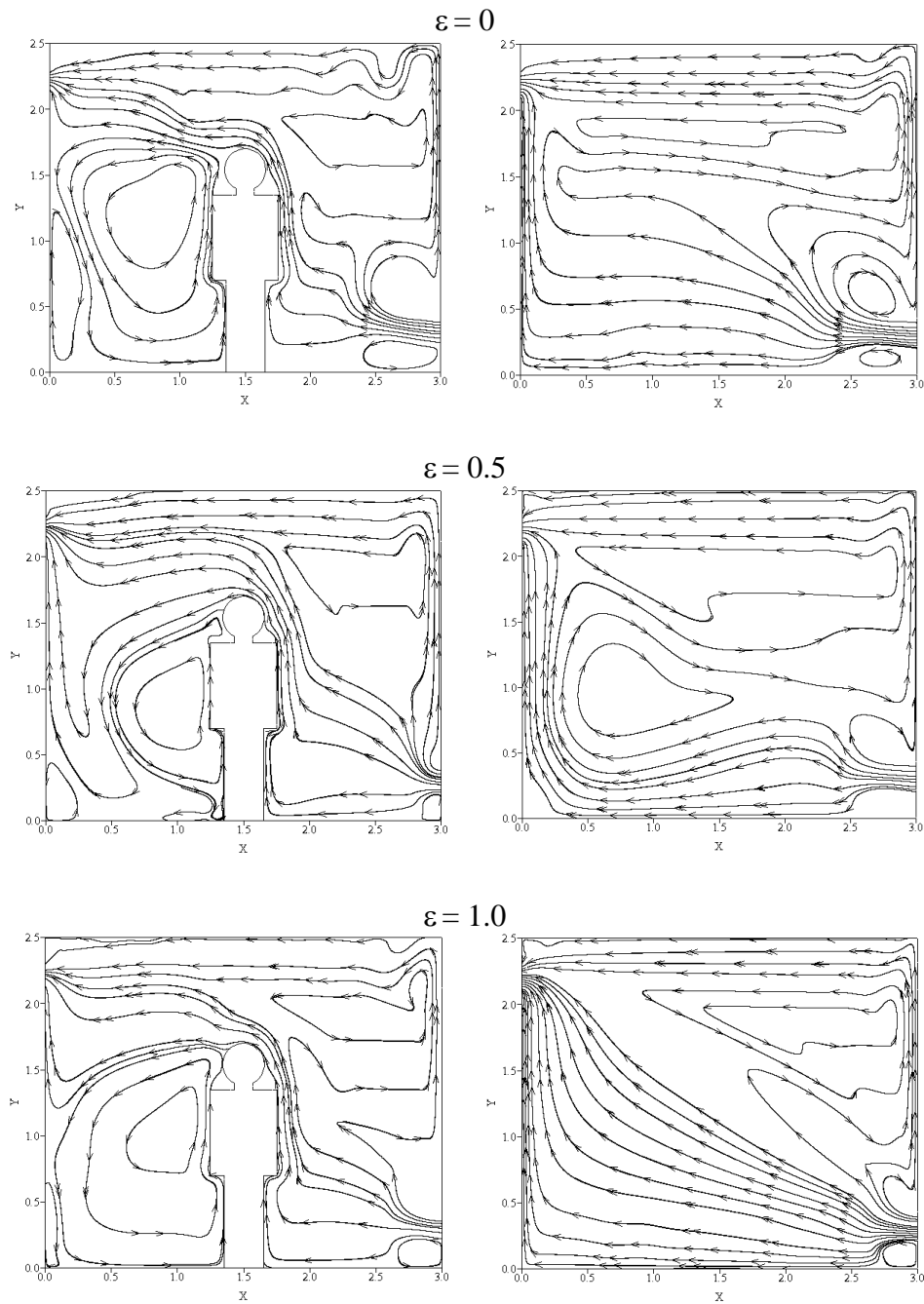


Figura 4.16 Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{\text{ent}}=0.2$ m/s y $T_{\text{ent}}=15^{\circ}\text{C}$.

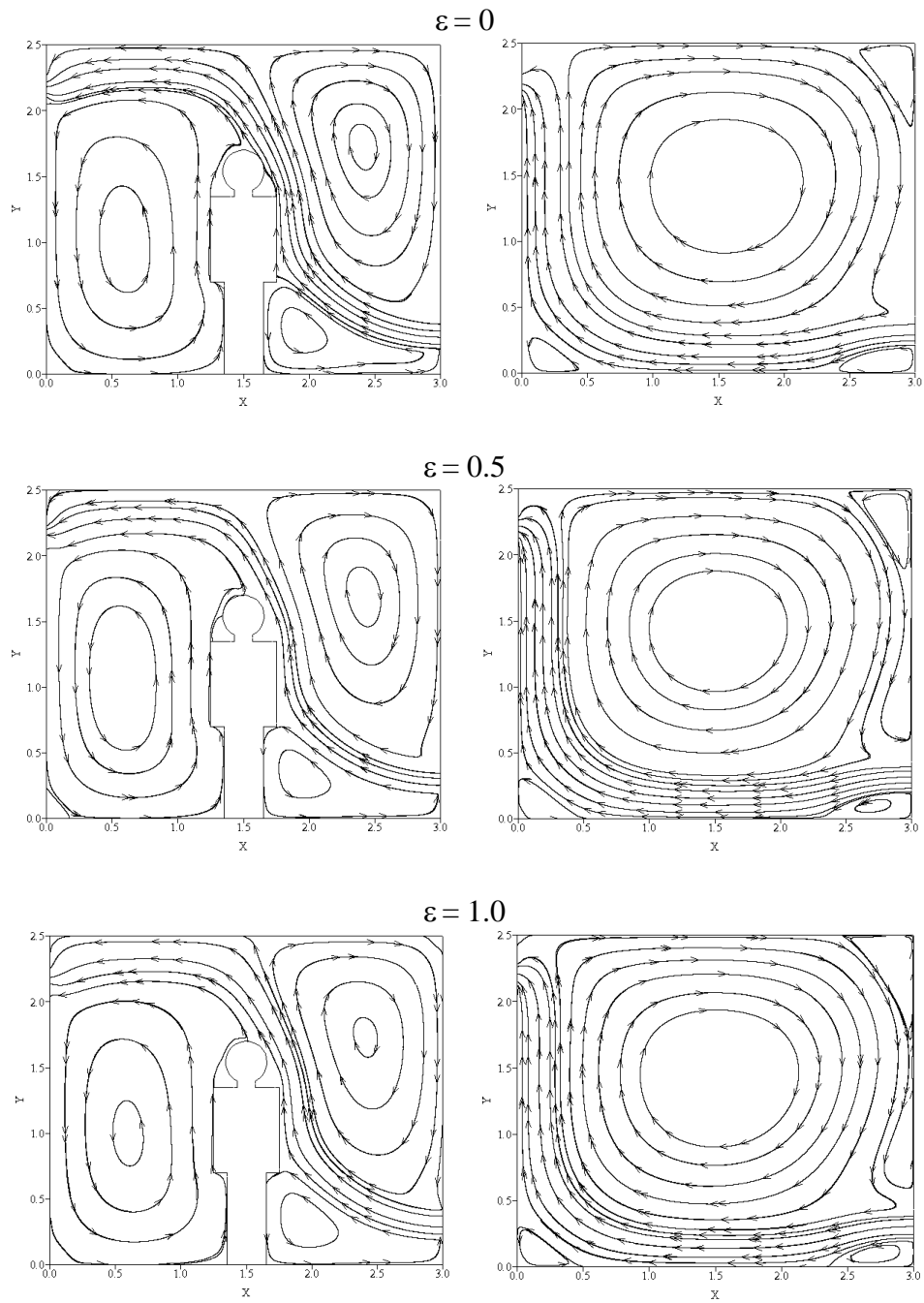


Figura 4.17 Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{\text{ent}}=2.0$ m/s y $T_{\text{ent}}=15^\circ\text{C}$.

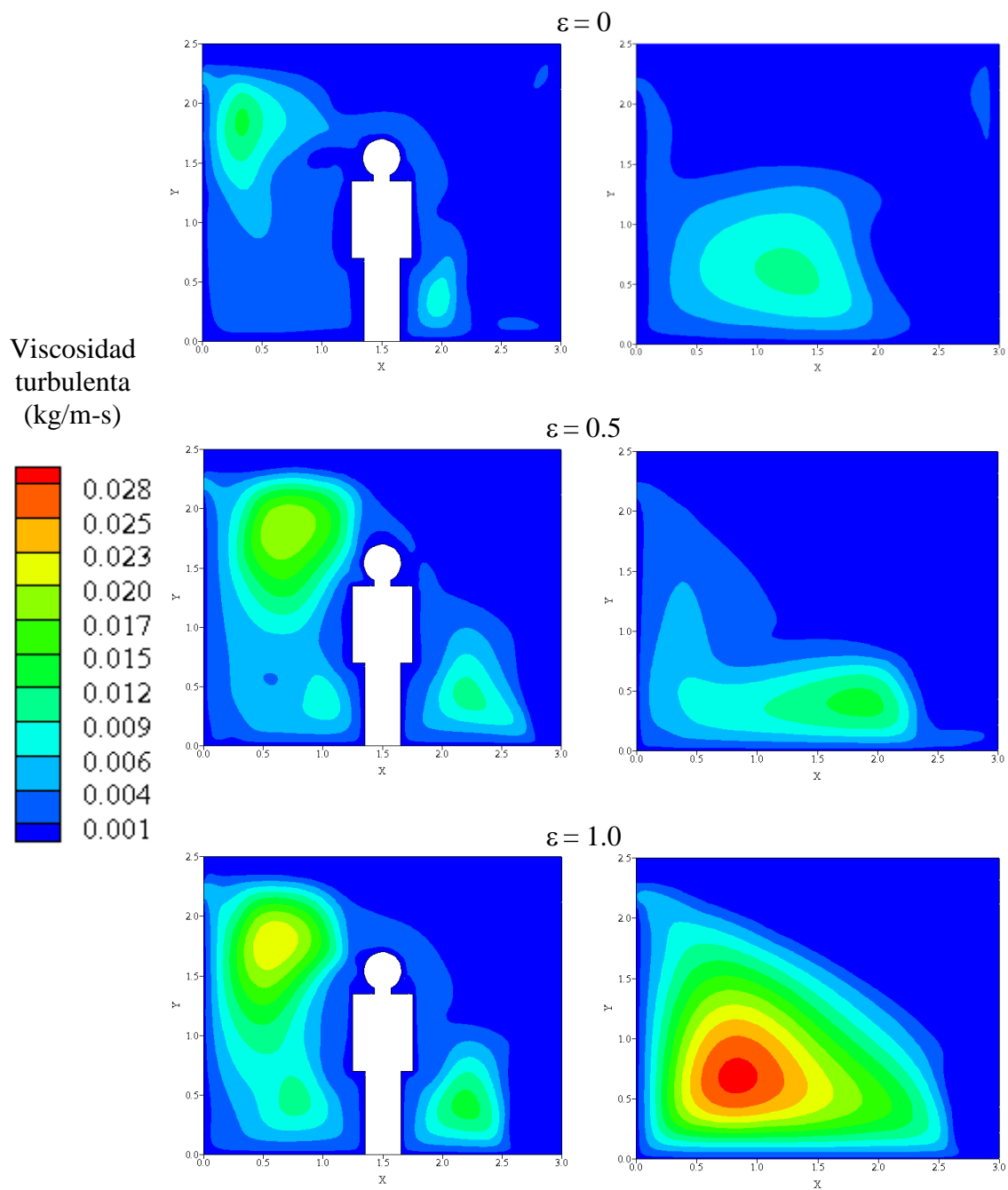


Figura 4.18 Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

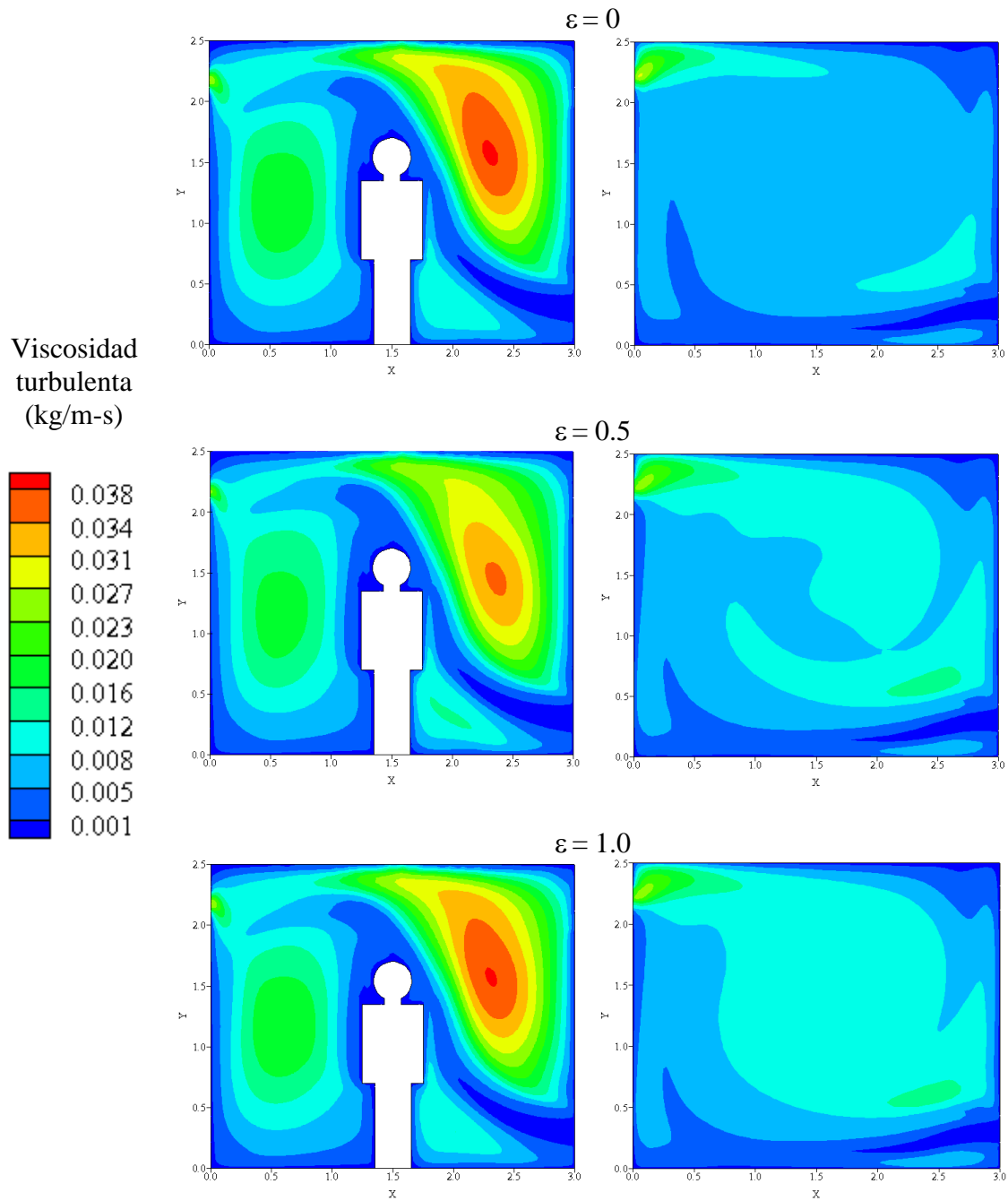


Figura 4.19 Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

4.6 Efecto de la temperatura de entrada en la cavidad ventilada

En las Figuras 4.20 y 4.21 se presentan los campos de temperatura en la cavidad ventilada para temperaturas de entrada de 15°C y 25°C, considerando la configuración (A), una emisividad de las paredes de 0.5 y dos velocidades de entrada del aire (0.2 m/s y de 2.0 m/s). Tanto en la cavidad con generación discreta de calor como en la cavidad sin ésta se aprecia una capa límite térmica en las proximidades de la pared derecha (pared caliente). Se observan temperaturas más elevadas en el interior de la cavidad cuando el aire entra a 25°C. En el lado derecho de la cavidad con generación discreta de calor existen las temperaturas más bajas mientras que en el lado izquierdo se presentan las más altas, debido a que en esta zona el calor queda confinado por las zonas de recirculación del fluido.

Cuando la velocidad de entrada es de 0.2 m/s, para ambas temperaturas se muestra una zona de estratificación térmica en la parte superior de la cavidad debido a la convección natural. Se observa además que cuando la temperatura de entrada del aire es de 15 °C, la pared izquierda de la cavidad funciona como fuente de calor (pues se encuentra a 25 °C) y calienta el fluido provocando que ascienda, efecto que no se presenta cuando la temperatura de entrada es de 25 °C. Finalmente, cuando la velocidad de entrada es de 2.0 m/s, la convección forzada es dominante y la temperatura en el interior de la cavidad tiende a ser más homogénea y cercana a la de entrada del fluido.

En las Figuras 4.22 y 4.23 se muestran las líneas de corriente en el interior de la cavidad ventilada para velocidades de entrada de 0.2 m/s y 2.0 m/s respectivamente. Se observa que la temperatura de entrada modifica apreciablemente el patrón de flujo cuando la velocidad de entrada es de 0.2 m/s. En este caso el fluido que entra en contacto con la pared derecha y se calienta, ascendiendo por convección natural hasta chocar con el techo y se mueve a lo largo de éste hasta salir de la cavidad por la parte superior de la pared izquierda.

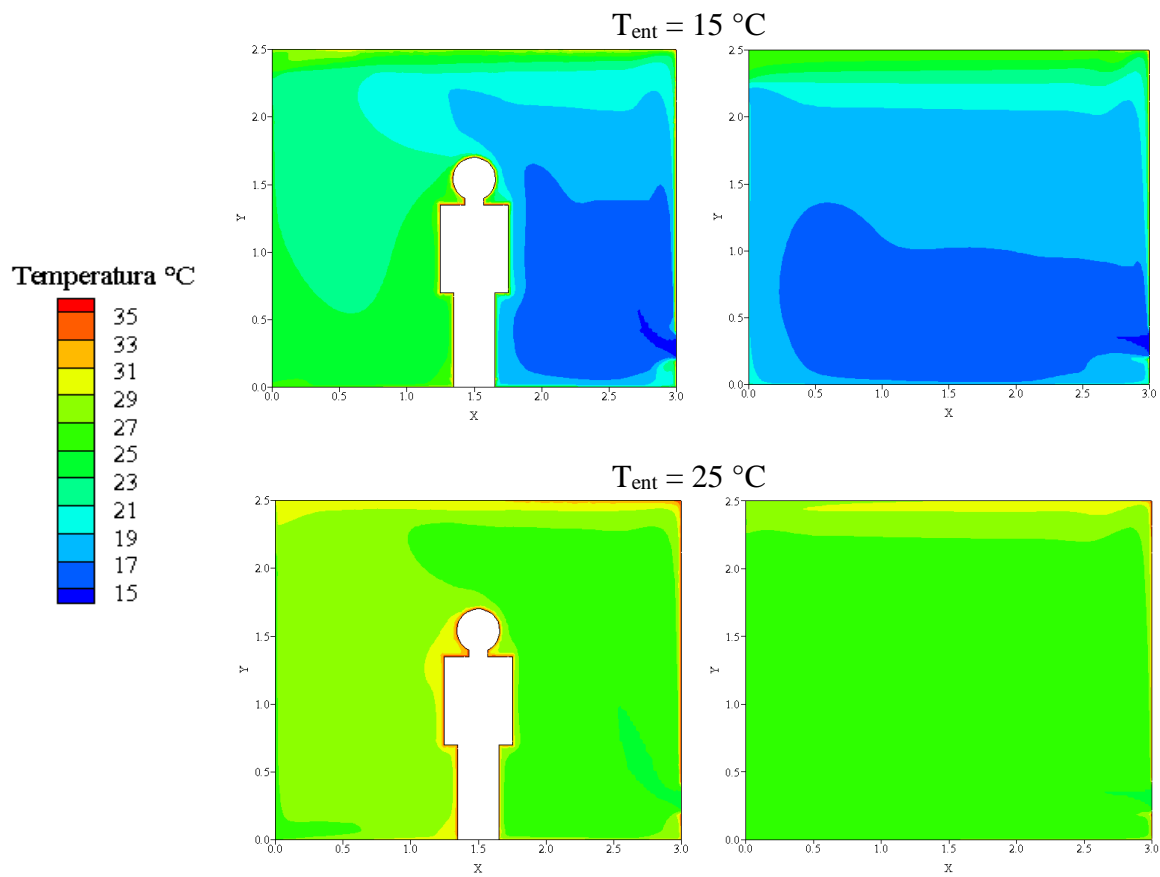


Figura 4.20 Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2\text{ m/s}$ y $\epsilon=0.5$.

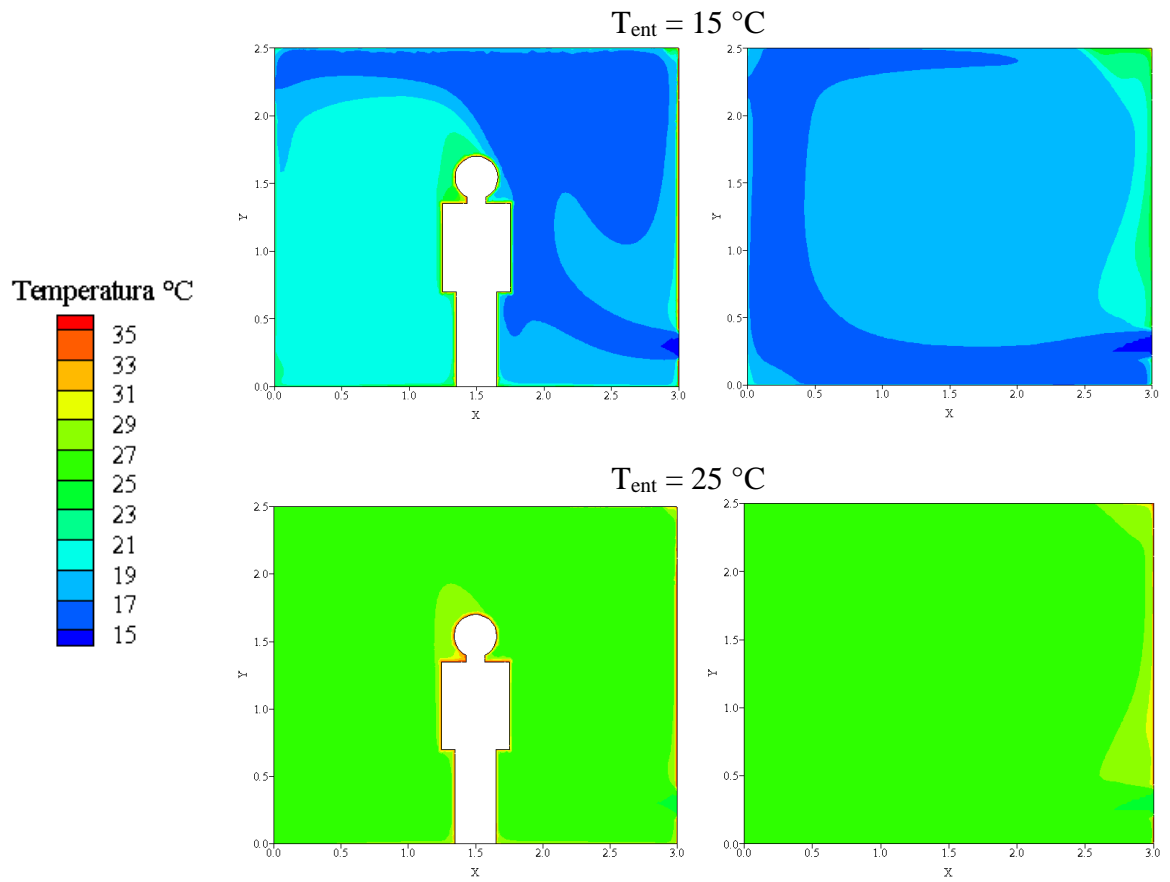


Figura 4.21 Campos de temperatura en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0\text{ m/s}$ y $\varepsilon=0.5$.

En la región izquierda de la cavidad con generación de calor, cuando el aire que entra tiene una temperatura de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, se observa una recirculación cercana a la fuente que gira en sentido contrario a las manecillas del reloj, y también se muestra que el fluido desciende, pero al tener contacto con la pared izquierda el fluido se calienta y asciende (la pared se encuentra a una temperatura mayor que la del fluido) hasta salir de la cavidad. Cuando la temperatura de entrada del aire es de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ se observa en el lado izquierdo solamente una recirculación que gira en sentido contrario al de las manecillas del reloj, formada por la interacción entre corriente principal del fluido y la corriente ascendente adyacente a la fuente de calor inducida por la convección natural.

En la cavidad sin generación de calor se presenta una recirculación en la región superior, y otra en el centro que se encuentra horizontal cuando la temperatura de entrada del fluido es de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y vertical cuando es de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$. La Figura 4.23 muestra que cuando la velocidad de entrada es de 2.0 m/s la temperatura de entrada no modifica apreciablemente el patrón de flujo tanto en la cavidad con generación de calor como en la cavidad sin ésta, pues en ambos casos la convección forzada es dominante.

En las Figuras 4.24 y 4.25 se muestran las magnitudes de la velocidad en el interior de la cavidad ventilada para velocidades de entrada del aire de 0.2 m/s y 2.0 m/s respectivamente. Se observan variaciones ligeras en la magnitud de velocidad en la cavidad, al modificar la temperatura de entrada del fluido. En el caso de la velocidad de entrada de 0.2 m/s , se aprecian variaciones en las proximidades de la pared izquierda de la cavidad con generación de calor, y en las cercanías de la pared inferior y pared derecha en la cavidad sin generación de calor, esto se debe a que al efecto combinado de la convección natural y la radiación incrementa la rapidez del fluido en las zonas mencionadas. Para el caso en el que la velocidad de entrada es de 2.0 m/s se observa que la temperatura de entrada del fluido no modifica en forma significativa las magnitudes de la velocidad en la cavidad, ya que la convección forzada es la que domina.

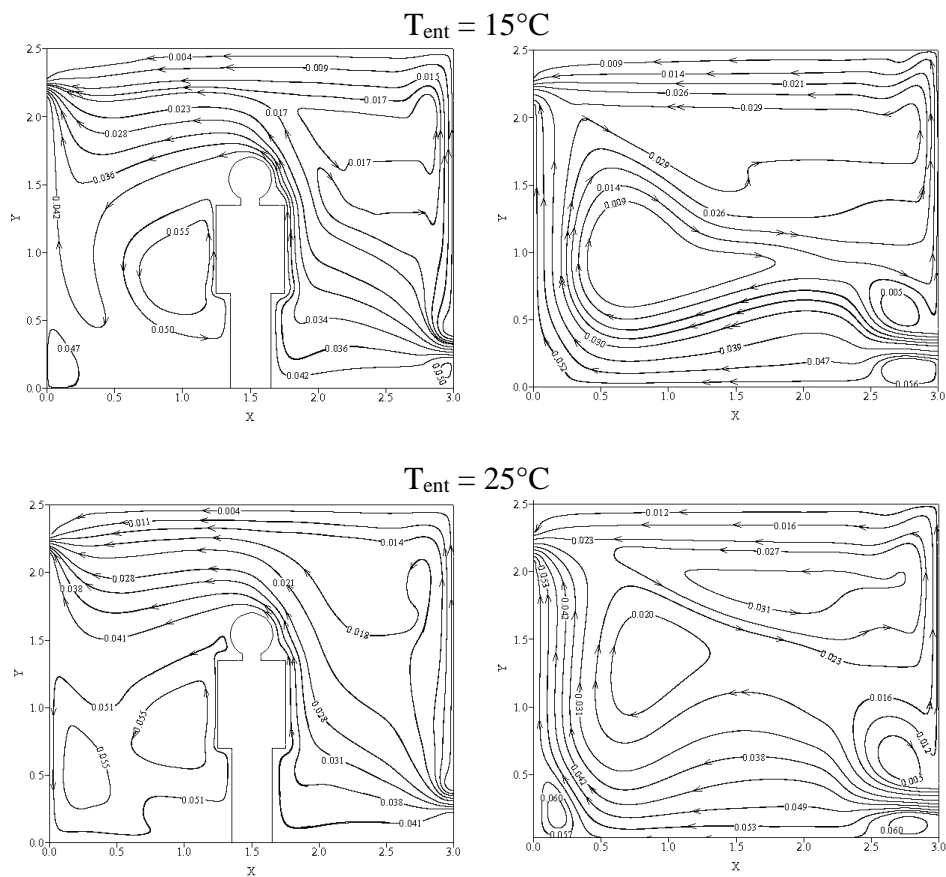


Figura 4.22 Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.

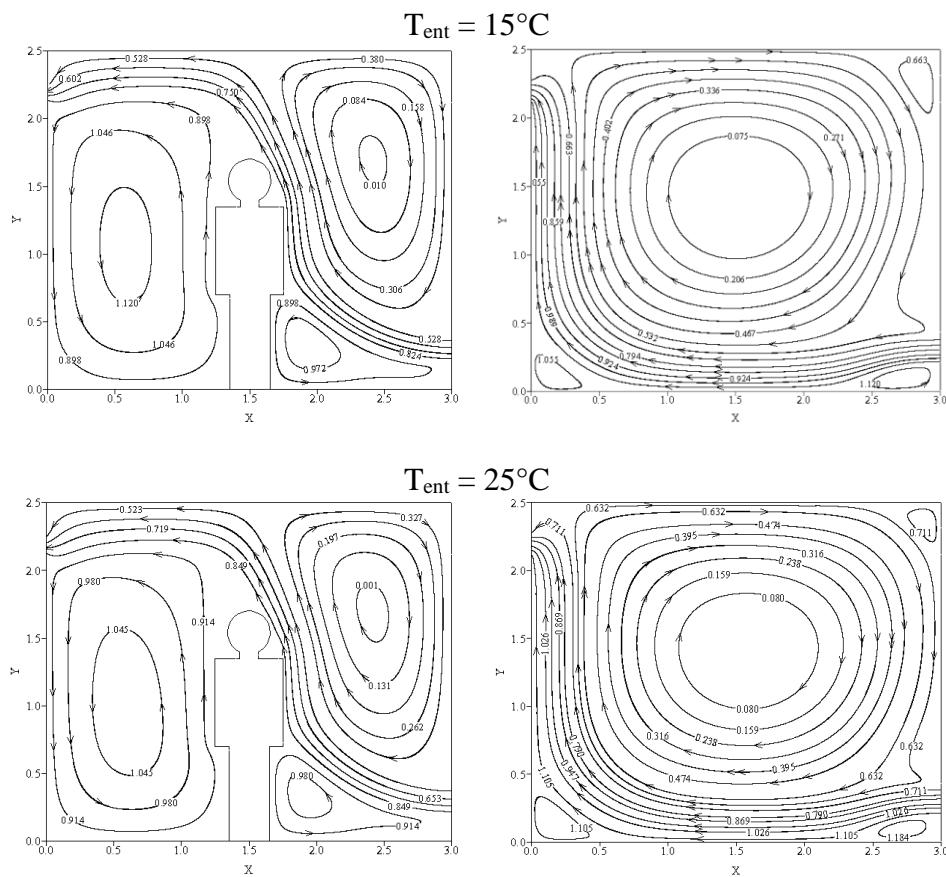


Figura 4.23 Líneas de corriente en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\epsilon=0.5$.

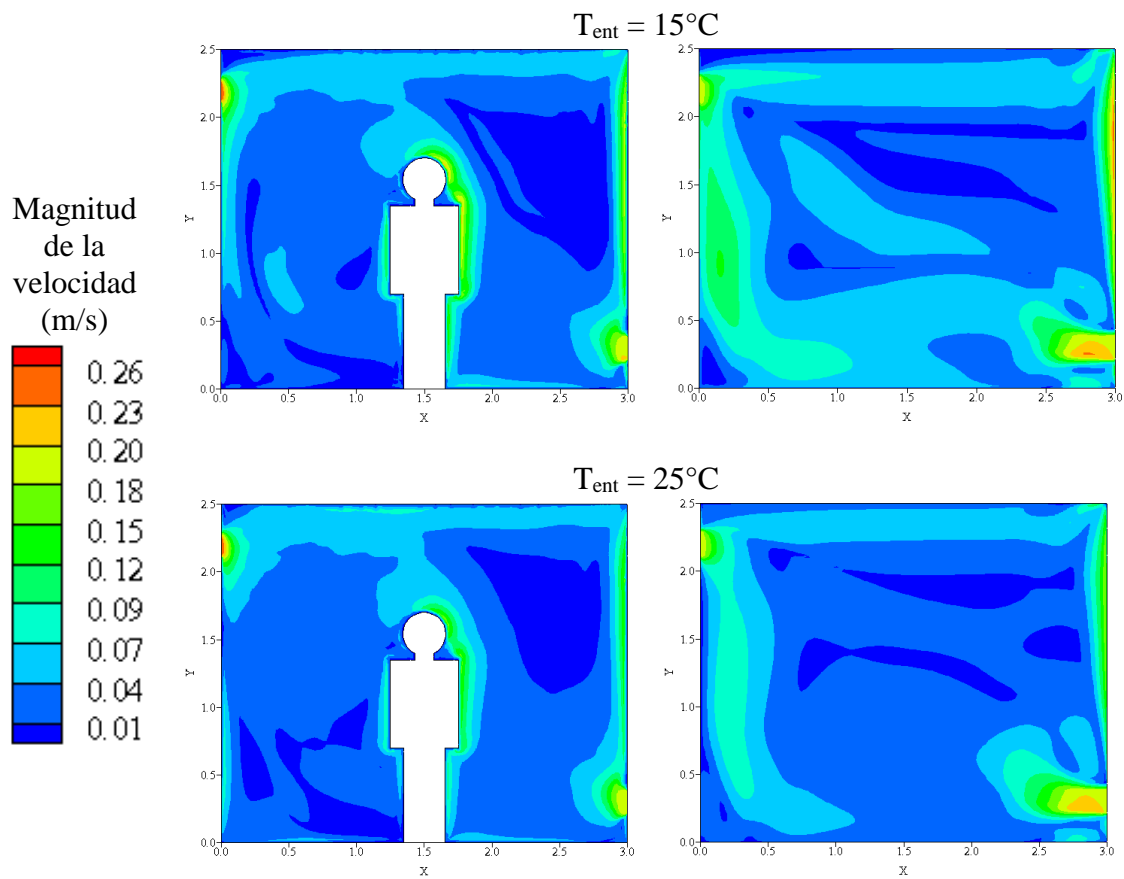


Figura 4.24 Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\epsilon=0.5$.

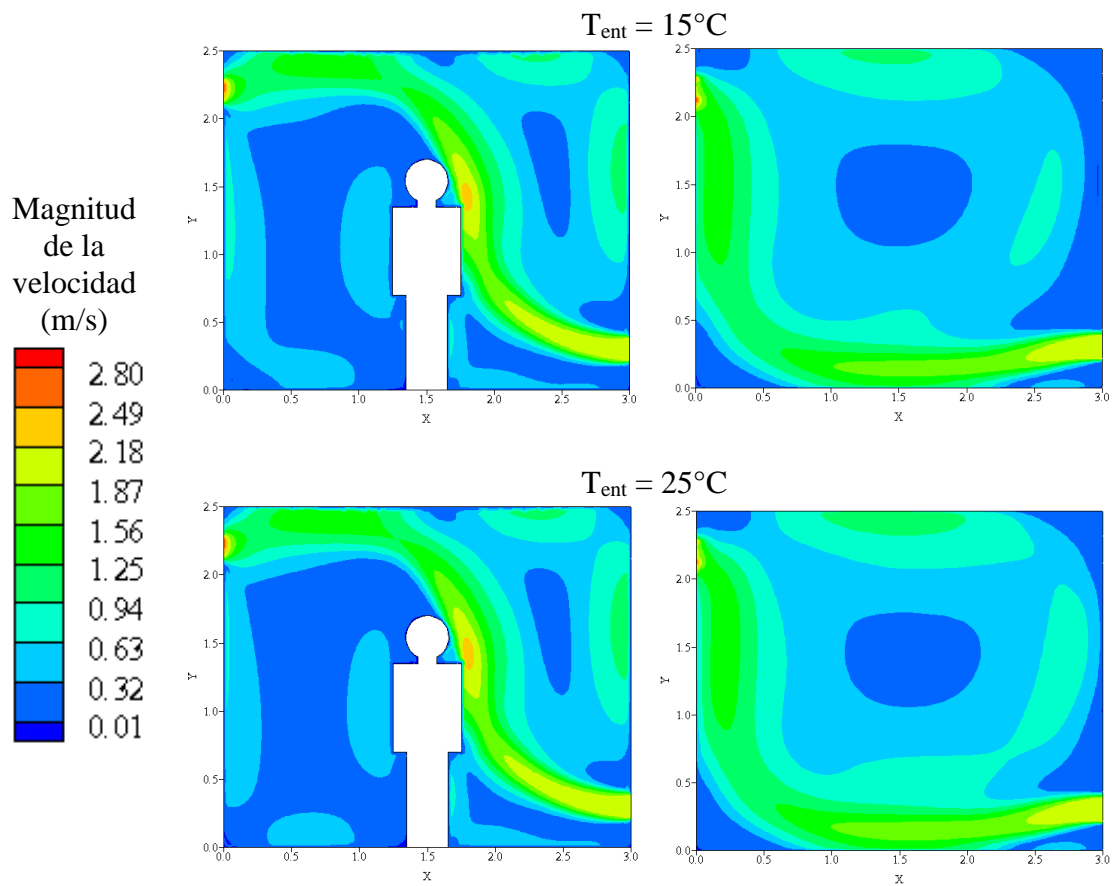


Figura 4.25 Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.

En la Figura 4.26 se presentan las líneas de calor en la cavidad ventilada para una velocidad de entrada del fluido de 0.2 m/s. Se observa que el efecto de la temperatura de entrada del aire es más notorio en la región izquierda de la cavidad con generación discreta de calor, pues la pared izquierda funciona como fuente de calor para el fluido entrada del fluido de 25 °C, ya que en este caso la fuente de calor es la representada por el ser humano que se encuentra a 34 °C, formándose así una recirculación de calor en la región inferior izquierda de la cavidad.

En la cavidad sin generación de calor el efecto de la temperatura sobre las líneas de calor también se observa en las cercanías de la pared izquierda, pues cuando la temperatura de entrada es de 15 °C se observa que calor fluye hacia arriba a lo largo de esta pared (debido a la convección natural), mientras que cuando entra a 15 °C, en donde el calor se transfiere al aire que se mueve por la pared hasta salir de cavidad. La situación anterior no se presenta para una temperatura de cuando la temperatura de entrada del aire es de 25 °C el calor también se transporta hacia arriba pero existe una recirculación en la esquina inferior izquierda originada por el transporte de calor de la corriente principal del fluido.

La Figura 4.27 muestra las líneas de calor en el interior de la cavidad ventilada cuando el aire tiene una velocidad de entrada de 2.0 m/s. Se observa que la temperatura de entrada del fluido no modifica el patrón de las líneas de calor, esto es debido a que el transporte de calor se da en forma dominante por convección forzada, de esta forma los efectos sobre el transporte de calor por convección natural que se mostraron en la Figura 4.26 no son ahora apreciables.

En la Figura 4.28 se presentan los contornos de viscosidad turbulenta para una velocidad de entrada del fluido de 0.2 m/s. En los cuatro casos mostrados se observa que la viscosidad turbulenta tiene valores menores a 0.001 kg/m-s en la región derecha de la cavidad y en las cercanías de las paredes. Por otro lado se puede apreciar que la temperatura de entrada del aire modifica ligeramente los valores de la viscosidad

turbulenta, los cambios más relevantes se observan en la región izquierda de la cavidad con generación discreta de calor, y en las regiones cercanas a la pared izquierda e inferior de la cavidad sin generación de calor. La Figura 4.29 muestra los contornos de viscosidad turbulenta cuando el fluido tiene una velocidad de entrada de 2.0 m/s, se observa que la magnitud de la viscosidad turbulenta no se afecta por la temperatura de entrada del aire en la cavidad con generación discreta de calor, mientras que sólo se ven diferencias en los valores de la viscosidad turbulenta en la región central de las cavidades sin generación discreta de calor.

4.7 Efecto de la configuración de entrada y salida en la cavidad ventilada

El efecto de la configuración de entrada y salida del aire en la cavidad ventilada se muestra en las Figuras 4.30 a 4.34, para una velocidad de entrada de 1.0 m/s, una temperatura de entrada de 15 °C y una emisividad de las paredes de 0.5 en las tres configuraciones de entrada y salida del aire: (A), (B) y (C). En la Figura 4.30 se muestran los campos de temperatura para las condiciones establecidas, observándose en las proximidades de la pared derecha los gradientes de temperatura más marcados (capa límite térmica). En la cavidad con generación de calor, tanto en la configuración (A) como en la (C) la región del lado derecho de la cavidad es la que presenta las menores temperaturas mientras que las mayores se presentan en el lado izquierdo, en la configuración (B) ocurre lo opuesto pues al entrar el fluido por la parte superior de la pared derecha reduce la temperatura de la zona izquierda de la cavidad.

Por otro lado, para esta velocidad de entrada se muestra que la configuración (C) es la que distribuye mejor la temperatura en el interior de la cavidad, aunque en la configuración (A) se observa una zona más grande con las temperaturas más bajas (17-19 °C). En la cavidad sin generación de calor la configuración (B) muestra las temperaturas mayores, pues en el centro se forma una gran recirculación que impide que el calor fluya, también se muestra que la configuración (C) es la que proporciona las menores temperaturas distribuyendo mejor el calor en el interior de la cavidad, mientras

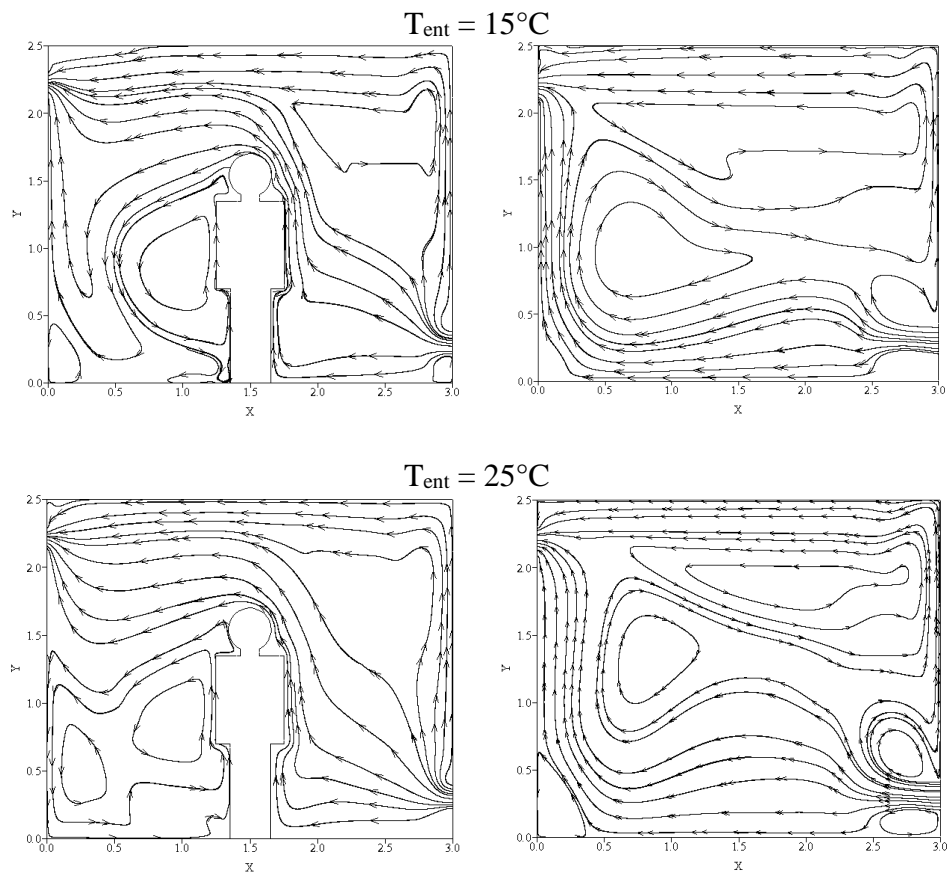


Figura 4.26 Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\epsilon=0.5$.

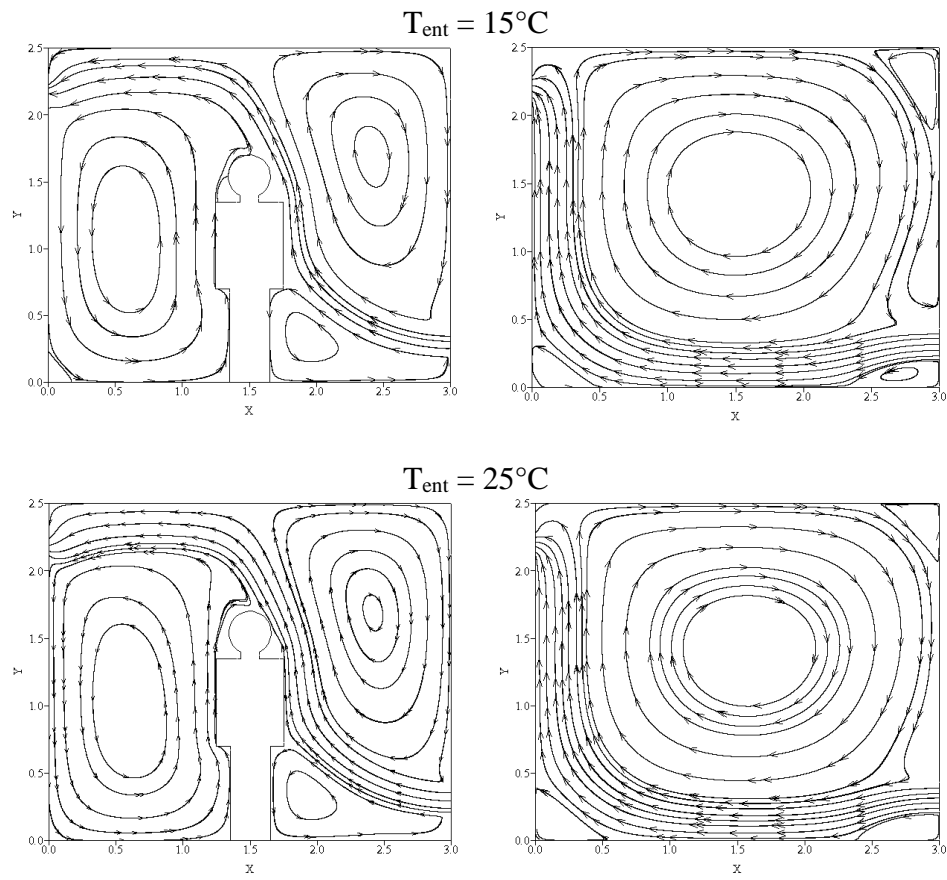


Figura 4.27 Líneas de calor en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.

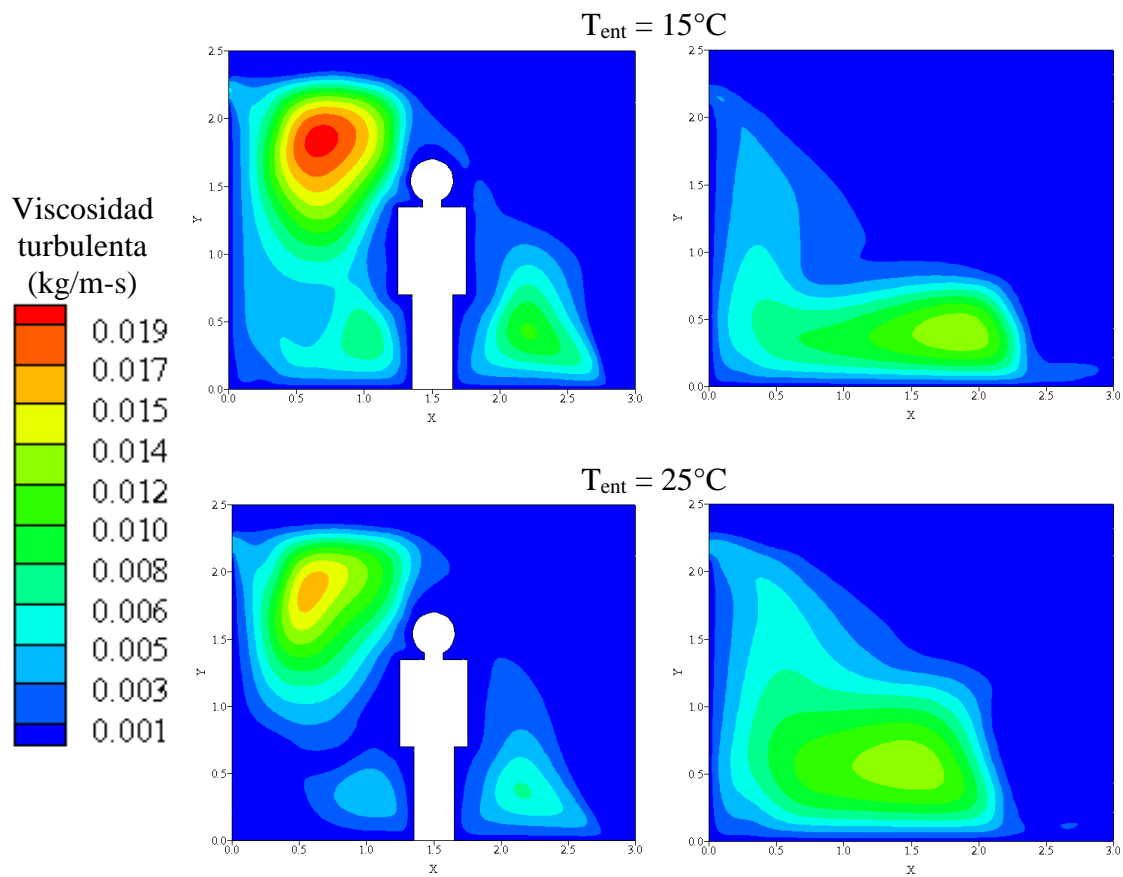


Figura 4.28 Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=0.2$ m/s y $\varepsilon=0.5$.

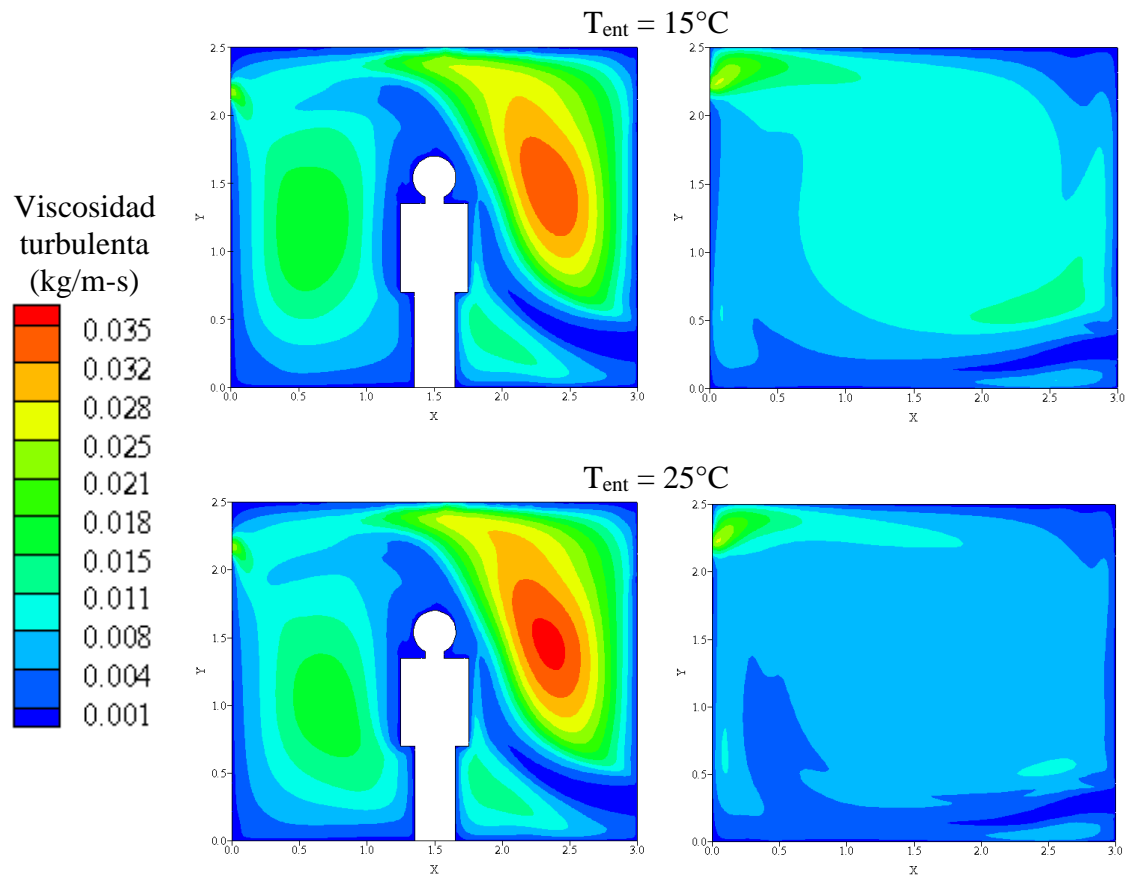


Figura 4.29 Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para la configuración (A), $u_{ent}=2.0$ m/s y $\varepsilon=0.5$.

que en la configuración (A) la zona de menor temperatura es la de la corriente principal del fluido incrementándose las temperaturas por encima de ésta.

En la Figura 4.31 se presentan las líneas de corriente (patrón de flujo) en el interior de la cavidad ventilada para las condiciones establecidas al inicio de esta sección. Se observa que la configuración afecta en forma importante el patrón de flujo en el interior de la cavidad. El comportamiento del patrón de flujo en el caso de las cavidades con generación se describe a continuación.

Para la configuración (A), el fluido entra por la parte inferior de la pared derecha, choca con la fuente de calor, sube a lo largo de ésta y encuentra la salida en la parte superior de la pared izquierda, en esta configuración se forman dos recirculaciones de gran tamaño en la zona izquierda de la cavidad, la inferior gira en sentido de las manecillas del reloj y la superior en sentido contrario, también se forma un vórtice pequeño en la proximidad inferior de la fuente, mientras que en la parte derecha de la cavidad se forman dos recirculaciones por arriba de la corriente principal del flujo (la mayor gira en sentido del reloj y la menor en sentido contrario debido al efecto de la convección natural y forzada) y otra en la región inferior de la corriente cuyo sentido de giro es de derecha a izquierda.

En la configuración (B), el aire entra a la cavidad por la parte superior de la pared derecha y se desplaza por el techo hasta la mitad de éste y desciende hasta salir por la parte inferior de la pared izquierda, en la región izquierda de la cavidad se forman dos recirculaciones de gran tamaño, una arriba de la corriente principal del fluido (girando de izquierda a derecha) y otra debajo de ésta (girando de derecha a izquierda), mientras que en la región derecha se muestran dos recirculaciones de fluido en donde se confina el calor proveniente de la pared derecha (el vórtice inferior gira en sentido de las manecillas del reloj, mientras que el inferior en sentido contrario), así como un pequeño vórtice en la esquina superior derecha de la cavidad.

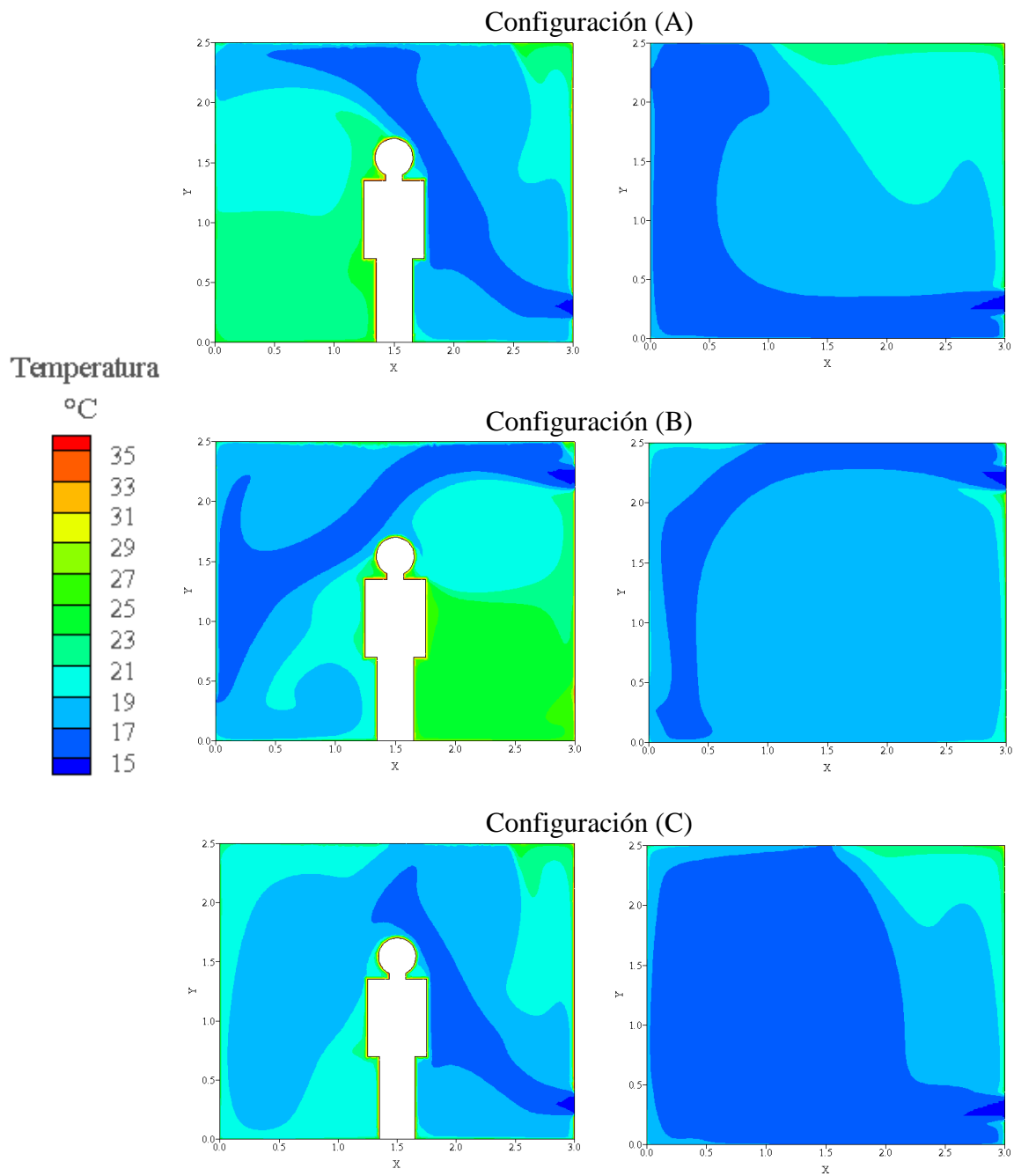


Figura 4.30 Campos de temperatura en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$
y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

Finalmente para la configuración (C), el fluido entra a la cavidad por la parte inferior de la pared derecha, topa con la fuente de calor y una parte de éste sale de la cavidad por la región central del techo mientras que otra desciende hacia el lado izquierdo y por efecto de convección natural (debido a que la temperatura de la pared izquierda es mayor que la del fluido) asciende y sale de la cavidad, en esta región se forma una recirculación de gran tamaño que contiene a otras dos, también en la región inferior cercana a la fuente se forma una recirculación menor girando en sentido contrario al del reloj, y en el lado derecho de la cavidad se forman dos grandes recirculaciones por encima de la corriente principal (la mayor gira de izquierda a derecha y la menor, que está más próxima a la pared derecha y que atrapa el calor que sale de ésta, gira de derecha a izquierda), y otra en la parte inferior de la corriente que gira en sentido contrario al del reloj.

En las cavidades sin generación de calor el patrón de flujo se describe a continuación. En la configuración (A), el fluido entra por la parte inferior de la cavidad y se desliza cercano a la pared inferior hasta encontrarse con la pared izquierda y subir a lo largo de ésta hasta salir de la cavidad por la parte superior de la pared izquierda, se forman dos zonas con grandes recirculaciones, una presente en la zona central (girando en sentido de las manecillas del reloj) y otra en las cercanías de la pared caliente (girando en sentido contrario a las manecillas del reloj debido a la acción combinada de la convección natural y forzada). Para la configuración (B), el aire se introduce en la cavidad por la parte superior de la pared derecha y se mueve a lo largo del techo, desciende y sale de la cavidad por la parte inferior de la pared izquierda, en este caso se forma una recirculación por debajo de la corriente principal del fluido que ocupa gran parte de la cavidad y cuyo giro es el contrario al del reloj, y también se muestra una pequeña recirculación de fluido en la esquina superior izquierda de la cavidad.

En la configuración (C), el fluido entra por la parte inferior derecha de la cavidad, deslizándose a lo largo de la pared inferior, de la pared izquierda y del techo hasta encontrar la salida en la parte central de la pared superior, se observa también una recirculación en el centro de la cavidad que gira de izquierda a derecha, la cual es la

responsable de la distribución de temperaturas en la mayor parte de la cavidad, y por otro lado se muestra un vórtice que ocupa casi todo el lado derecho de la cavidad y que gira de derecha a izquierda debido al efecto combinado de la convección natural y forzada, y alrededor de este vórtice existe fluido que asciende a lo largo de la pared caliente, choca con el techo, se mueve a lo largo de él y sale de la cavidad.

La Figura 4.32 muestra las magnitudes de velocidad en el interior de la cavidad para las tres configuraciones y las condiciones mencionadas previamente. Se muestra que para todos los casos las mayores magnitudes de velocidad se tienen en la región de entrada del fluido, en la salida de éste de la cavidad y en la corriente principal. En la cavidad con generación discreta de calor también se tienen las mayores magnitudes de velocidad en las regiones donde el fluido choca con la fuente (entre 0.8 y 1.0 m/s); para las dos cavidades (con y sin generación de calor) se observan en la zona de entrada del fluido magnitudes de velocidad entre 1.0-1.25 m/s, presentándose a lo largo de la corriente principal del fluido magnitudes de velocidad entre 0.78-1.09 m/s, y alcanzándose en la salida magnitudes de hasta 1.4 m/s, mientras que en las zonas externas de las recirculaciones se muestran magnitudes entre 0.16-0.47 m/s y en el interior de ellas magnitudes de velocidad menores a 0.16 m/s. En el caso de la configuración (B) sin generación de calor se presenta que en la zona externa inferior y derecha de la recirculación principal existen magnitudes de velocidad entre 0.63-0.78 m/s.

En la Figura 4.33 se presentan las líneas de calor en la cavidad ventilada para las tres configuraciones de entrada y salida del aire a las condiciones estipuladas. Se observa que el calor se transporta con la corriente principal del fluido hacia la salida de la cavidad, es de esta forma como se remueve el calor del interior de la cavidad y es en las recirculaciones donde el calor permanece confinado. Aunque el patrón de las líneas de calor es similar al de las líneas de corriente existen diferencias apreciables ya que las recirculaciones son mayores en la cercanía de la pared derecha (pared caliente) y de las paredes horizontales mostrándose que existe flujo de calor desde estas paredes pues su emisividad es de 0.5.

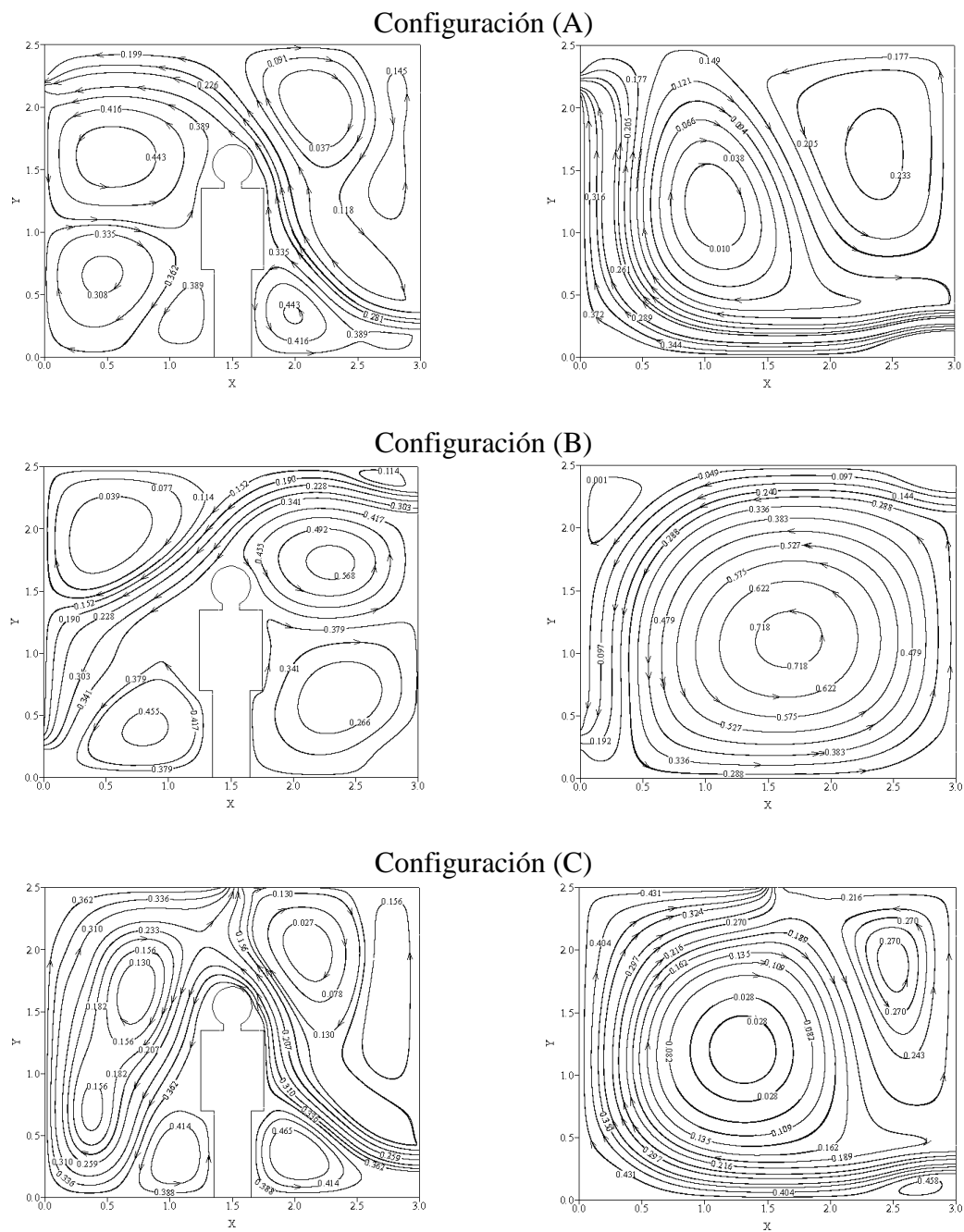


Figura 4.31 Líneas de corriente en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^\circ\text{C}$.

La Figura 4.34 muestra los contornos de viscosidad turbulenta en las tres configuraciones de entrada y salida del aire a las condiciones establecidas. Se muestra que la viscosidad turbulenta es mayor en la salida de la cavidad para todos los casos, alcanzando valores entre 0.014 y 0.017 kg/m-s, también se observa que en la cercanía de las paredes y en la región de entrada del aire la viscosidad turbulenta toma valores menores a 0.001 kg/m-s. Para las cavidades con generación discreta de calor, en la configuración (A) se aprecia que en la mayor parte de la cavidad los valores de la viscosidad turbulenta se encuentran entre 0.006 y 0.012 kg/m-s, sólo en la región inferior derecha y en la parte central superior se encuentran valores entre 0.014 y 0.016 kg/m-s. En la configuración (B), se observa que la viscosidad turbulenta toma valores menores a 0.009 kg/m-s en la mayor parte de la cavidad, excepto en la salida. Para la configuración (C) se muestra que la región izquierda de la cavidad, así como las zonas cercanas a la entrada del fluido presentan valores de la viscosidad turbulenta en el intervalo de 0.006-0.009 kg/m-s, mientras que en el resto de la cavidad se observan valores menores a 0.003 kg/m-s.

En las cavidades sin generación discreta de calor, la configuración (A) muestra que los valores máximos de la viscosidad turbulenta se encuentran en el centro de la cavidad, alcanzando valores de 0.017 kg/m-s, y este valor disminuye conforme se avanza hacia las paredes. Para la configuración (B), en el centro de la cavidad se alcanzan valores de 0.014 kg/m-s, alrededor de esta zona, así como en la región central izquierda la viscosidad turbulenta toma valores entre 0.009 y 0.012 kg/m-s. Finalmente, en la configuración (C) los valores de la viscosidad turbulenta se encuentran en el intervalo de 0.007 y 0.011 kg/m-s en la región central y derecha, disminuyendo estos valores en el resto de la cavidad, excepto en la salida.

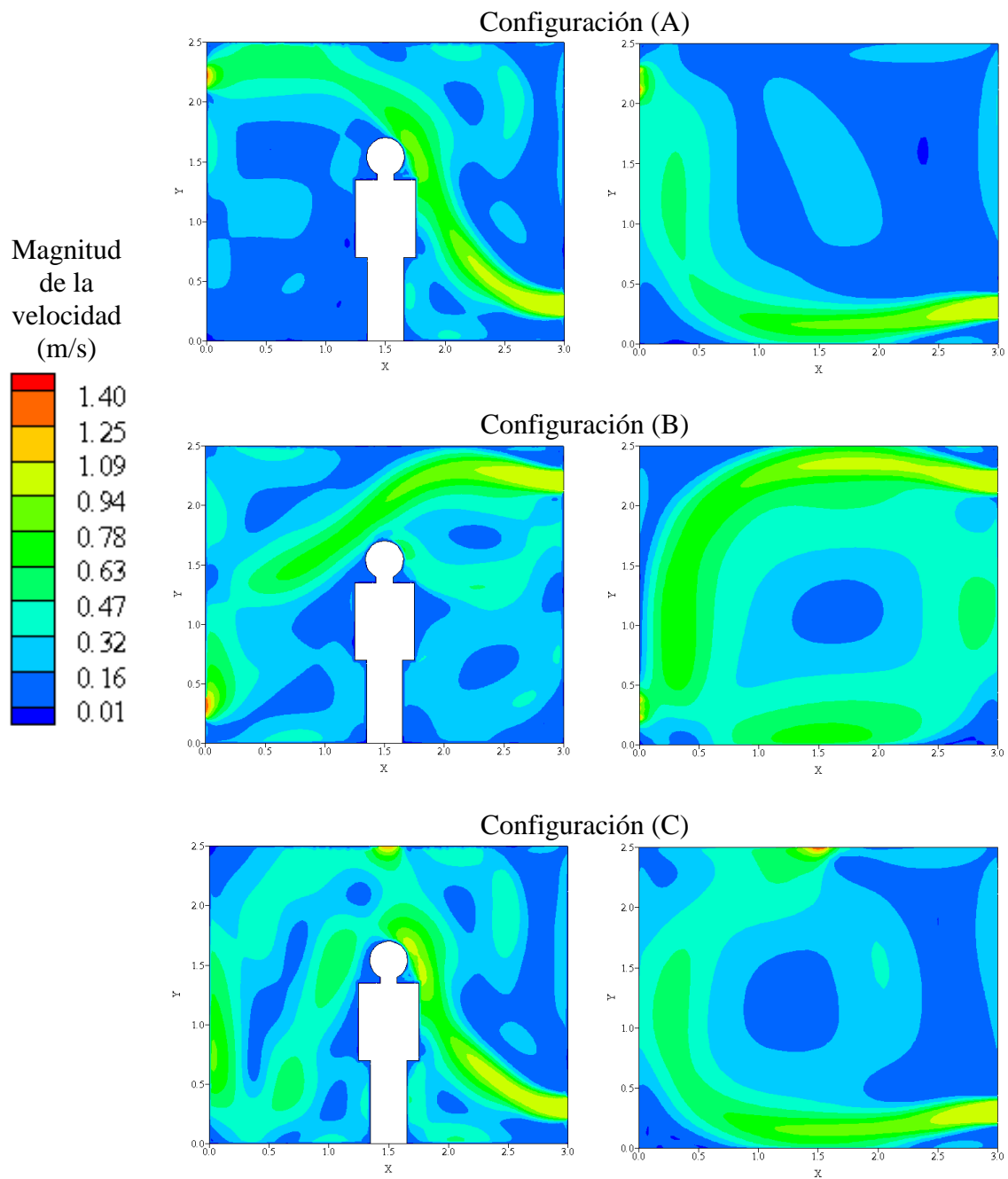


Figura 4.32 Magnitud de la velocidad en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\epsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

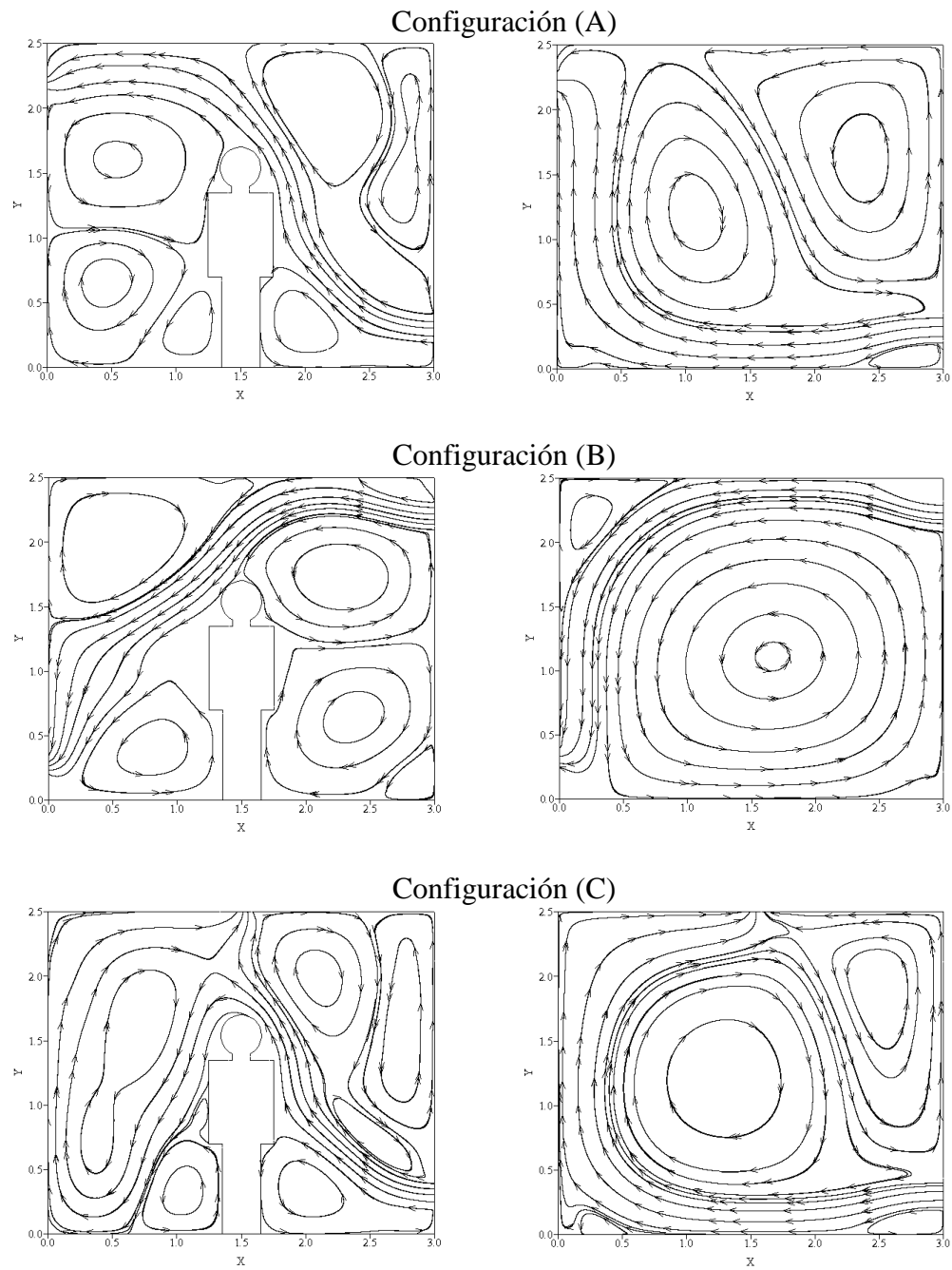


Figura 4.33 Líneas de calor en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$
y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

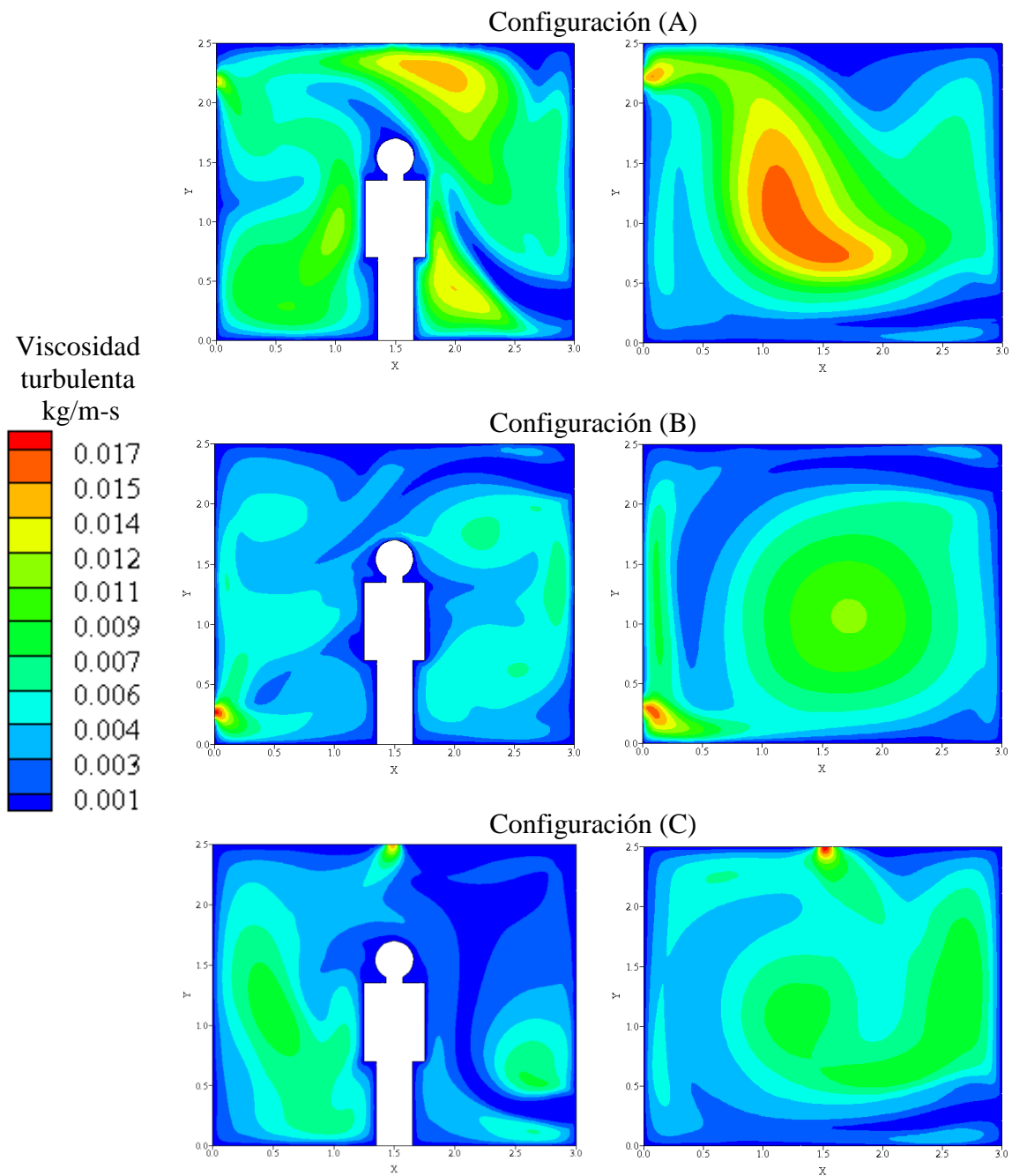


Figura 4.34 Contornos de viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para $u_{ent}=1.0$ m/s, $\varepsilon=0.5$ y $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

4.8 Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad

La eficiencia de distribución de temperatura evalúa la forma en que el patrón de flujo dispone las temperaturas en el interior de la cavidad. Este parámetro se define como [31]:

$$\varepsilon_{temp} = \frac{T_{sal} - T_{ent}}{T_{prom} - T_{ent}} \quad (4.2)$$

En la ecuación anterior, T_{sal} , T_{ent} y T_{prom} son las temperaturas promedio del aire en la salida, en la entrada y la promedio en toda la cavidad respectivamente.

En las figuras 4.35 y 4.36 se muestra la eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada sin generación discreta de calor para temperaturas de entrada del aire de 15 °C y 25 °C respectivamente. Se observa para las tres configuraciones que al incrementar la velocidad de entrada del aire por encima de 1.0 m/s la eficiencia de distribución de temperatura permanece prácticamente invariable, lo anterior sugiere que los equipos de climatización no requieren velocidades de operación elevadas para lograr un aumento en la eficiencia de distribución de temperatura en el interior de un recinto. Por otro lado para ambas temperaturas de entrada y para la mayoría de los casos, la configuración (C) presenta la mayor eficiencia en el intervalo de velocidades considerado. La máxima eficiencia para una temperatura de entrada de 15 °C se alcanza para una velocidad de entrada de 0.5 m/s, mientras que para una temperatura de entrada de 25 °C la máxima eficiencia se tiene para una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s, excepto para la configuración (C) y una emisividad de las paredes de 0.5 pues la máxima eficiencia se alcanza para una velocidad de entrada de 0.5 m/s.

Las figuras 4.37 y 4.38 muestran la eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada con generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15 °C y 25 °C respectivamente. Cuando la temperatura de entrada es de 15 °C se

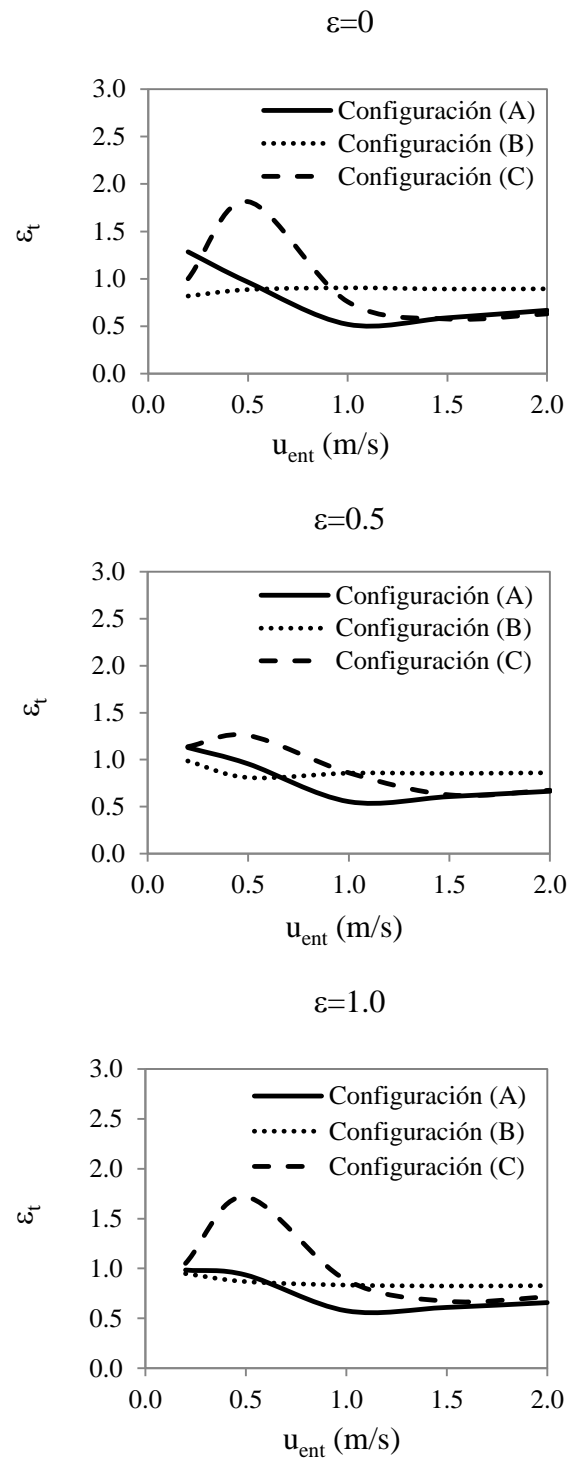


Figura 4.35 Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada sin generación discreta de calor para $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

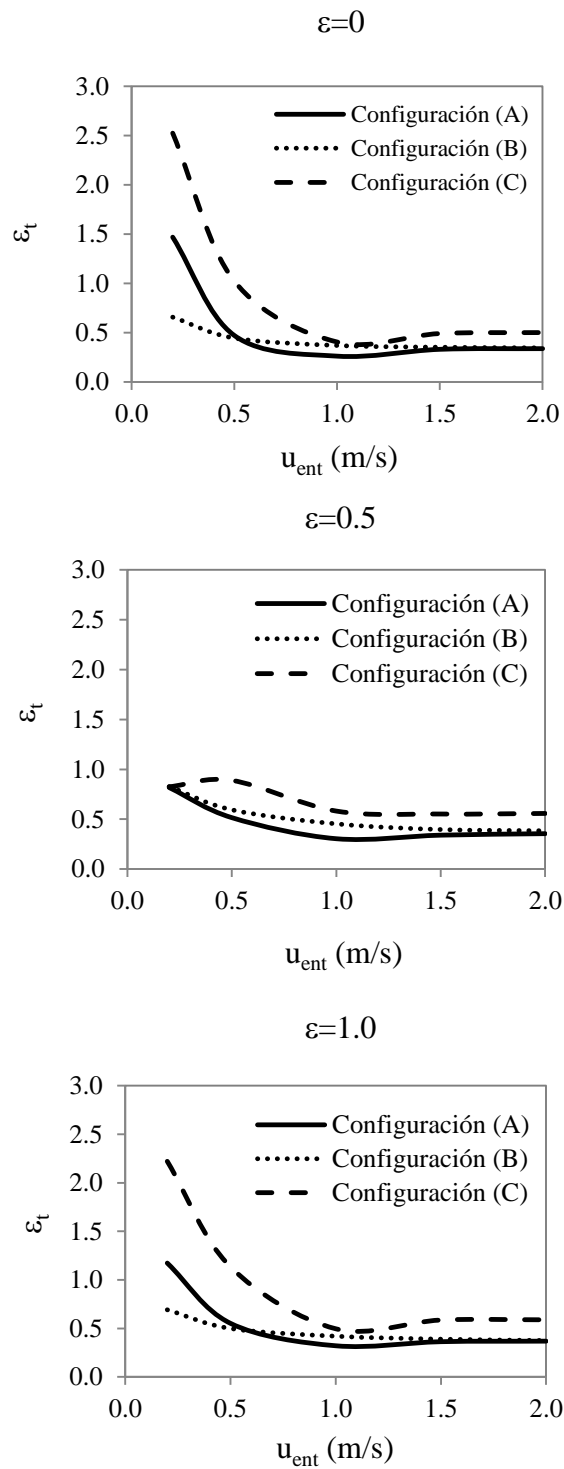


Figura 4.36 Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada sin generación discreta de calor para $T_{ent}=25^{\circ}\text{C}$.

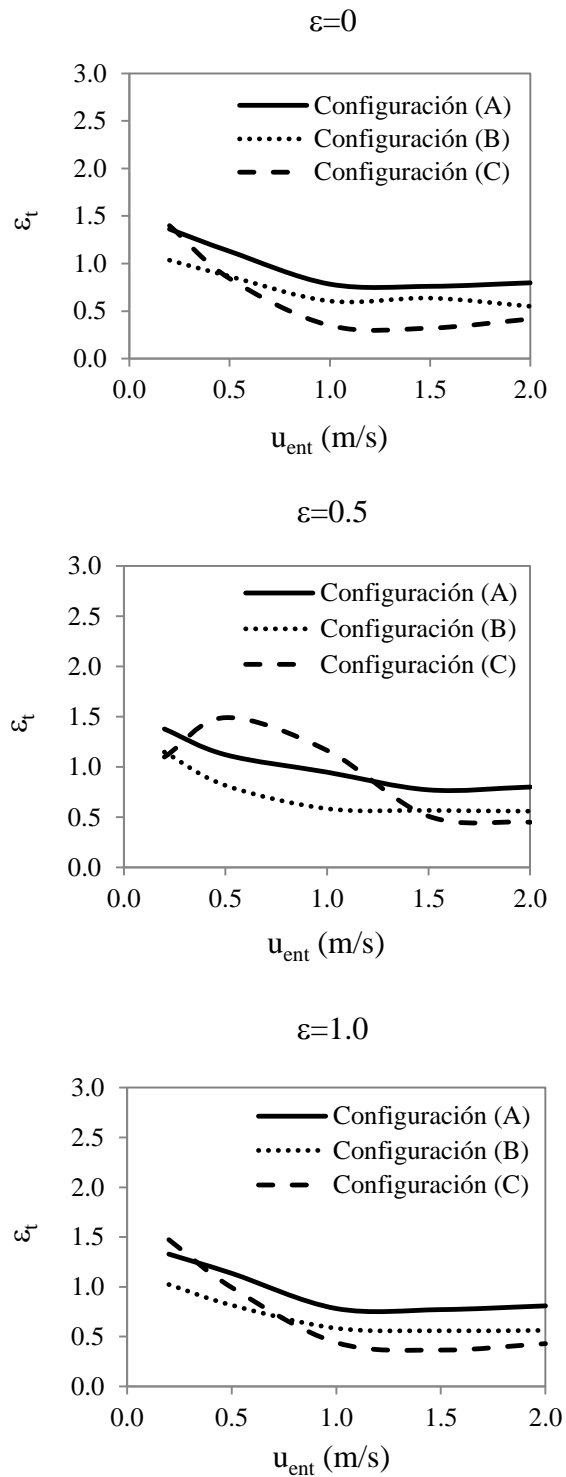


Figura 4.37 Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada con generación discreta de calor para $T_{ent}=15^{\circ}\text{C}$.

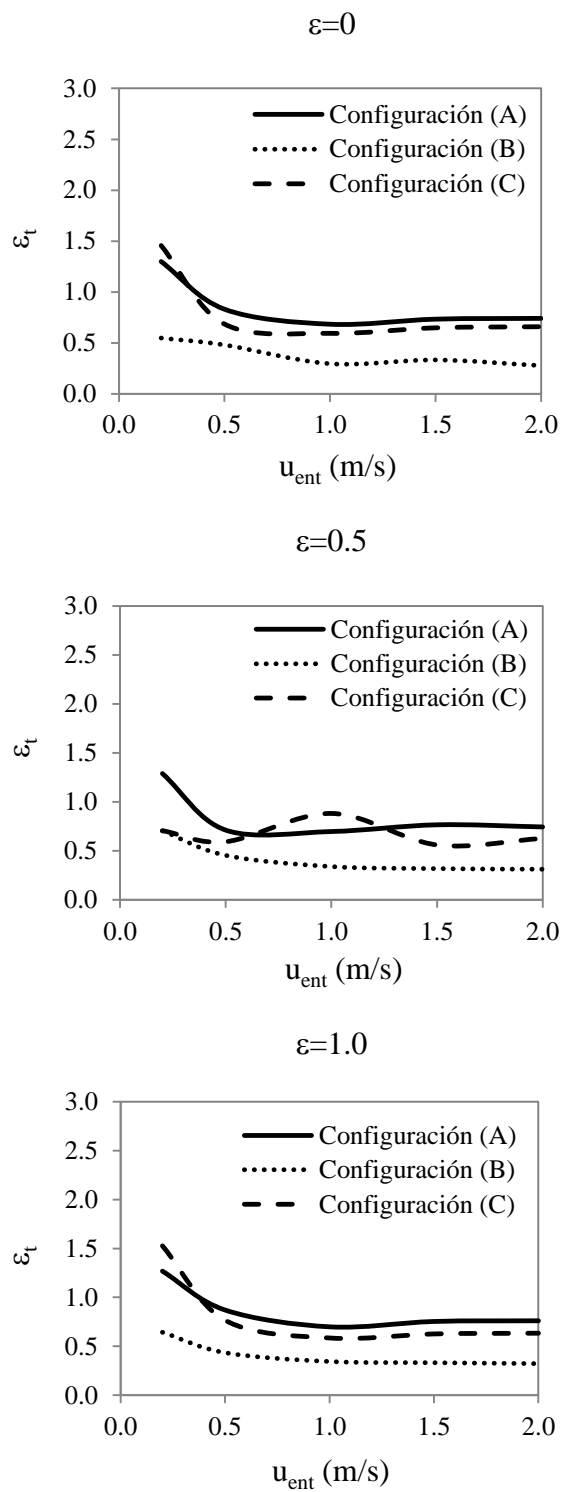


Figura 4.38 Eficiencia de distribución de temperatura en la cavidad ventilada con generación discreta de calor para $T_{ent}=25^{\circ}\text{C}$.

observa que la configuración (A) proporciona la más alta eficiencia en la mayoría de los casos estudiados, y lo mismo ocurre cuando el aire entra a 25 °C. La máxima eficiencia para una temperatura de entrada de 15 °C se alcanza para una velocidad de entrada de 0.5 m/s, mientras que para una temperatura de entrada de 25 °C la máxima eficiencia se tiene para una velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s, excepto para la configuración (C) y una emisividad de las paredes de 0.5 pues la máxima eficiencia se alcanza para una velocidad de entrada de 1.0 m/s. Por otro lado, se observa que la eficiencia de distribución de temperatura en la configuración (B) no se modifica apreciablemente al variar la velocidad de entrada del aire para una emisividad de las paredes y temperatura de entrada del aire determinadas. Algo similar ocurre en la configuración (C), excepto para una emisividad de las paredes igual a 0.5, en donde la eficiencia de distribución se mantiene constante a partir de una velocidad de entrada de 1.5 m/s.

En la Tabla 4.6 se muestran las temperaturas promedio en la cavidad sin generación discreta de calor para las tres configuraciones y una temperatura de entrada del aire de 15 °C y se aprecia que la mayoría de las temperaturas promedio más bajas se obtienen para la configuración (C). La Tabla 4.7 muestra las temperaturas promedio obtenidas en el interior de la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 25 °C, y también se observa que para la mayoría de los casos las menores temperaturas promedio las ofrece la configuración (C). Estos resultados se encuentran en concordancia con lo referente a la eficiencia de distribución, pues se observó que la configuración (C) es la que proporciona una mayor eficiencia en la mayoría de los casos estudiados en la cavidad sin generación de calor.

Las Tablas 4.8 y 4.9 presentan las temperaturas promedio en la cavidad con generación discreta de calor para temperaturas de entrada del aire de 15 y 25 °C respectivamente. Se observa que para la mayor parte de los casos que la configuración (A) presenta las menores temperaturas promedio en la cavidad, concordando con lo referente a la eficiencia de distribución de temperatura, ya que la configuración (A) proporciona los mayores valores de este parámetro para la mayoría de los casos estudiados en la cavidad

Tabla 4.6 Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$) y desviación estándar en la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15°C .

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}
CONFIGURACIÓN	A	0.2	18.35	4.79	19.40	4.60	20.15	4.56
		0.5	17.56	4.48	18.16	4.35	18.39	4.37
		1.0	18.34	4.35	18.61	4.19	18.78	4.14
		1.5	17.90	4.24	18.23	4.14	18.43	4.13
		2.0	17.77	3.88	18.09	3.86	18.32	3.86
	B	0.2	20.18	3.61	21.35	3.00	21.38	3.12
		0.5	18.24	3.55	19.03	3.41	19.46	3.40
		1.0	17.55	3.52	18.16	3.39	18.45	3.47
		1.5	17.31	3.38	17.71	3.31	18.01	3.37
		2.0	17.26	3.22	17.53	3.19	17.81	3.25
	C	0.2	20.63	3.20	20.88	2.88	22.20	2.89
		0.5	16.60	2.67	17.92	2.72	17.36	2.73
		1.0	17.25	2.81	17.51	2.71	17.77	2.73
		1.5	17.42	2.77	17.81	2.89	17.91	2.80
		2.0	17.15	2.42	17.40	2.46	17.56	2.48

Tabla 4.7 Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$) y desviación estándar en la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 25°C .

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}
CONFIGURACIÓN	A	0.2	26.00	2.29	26.55	2.38	26.51	2.26
		0.5	26.14	2.27	26.26	2.24	26.39	2.21
		1.0	26.36	2.26	26.40	2.22	26.54	2.23
		1.5	26.29	2.05	26.34	2.06	26.46	2.06
		2.0	26.15	1.92	26.27	1.94	26.30	1.93
	B	0.2	26.62	1.90	26.96	1.69	27.21	1.85
		0.5	26.15	1.92	26.43	1.83	26.62	1.92
		1.0	25.99	1.81	26.16	1.75	26.31	1.83
		1.5	26.00	1.71	26.03	1.69	26.24	1.75
		2.0	26.02	1.67	25.95	1.62	26.19	1.70
	C	0.2	25.72	1.74	26.68	1.43	26.07	1.42
		0.5	25.74	1.52	26.24	1.45	25.97	1.41
		1.0	26.11	1.66	26.27	1.55	26.35	1.69
		1.5	25.86	1.30	25.96	1.31	26.03	1.33
		2.0	25.76	1.15	25.83	1.15	25.91	1.18

Tabla 4.8 Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$) y desviación estándar en la cavidad con generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15°C .

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}
CONFIGURACIÓN	A	0.2	19.99	2.96	20.29	3.46	20.90	3.23
		0.5	18.21	2.24	18.86	2.58	18.87	2.51
		1.0	18.26	1.90	17.96	2.54	18.99	2.05
		1.5	18.06	1.85	18.55	1.96	18.62	1.97
		2.0	17.83	1.66	18.15	1.79	18.28	1.73
	B	0.2	21.30	1.59	21.00	1.995	21.98	1.84
		0.5	18.71	2.11	19.92	2.257	20.14	2.33
		1.0	18.91	2.74	19.63	2.991	19.83	3.01
		1.5	18.11	2.12	19.05	2.767	19.27	2.82
		2.0	18.33	2.54	18.73	2.557	18.87	2.61
	C	0.2	19.90	2.80	21.14	4.16	20.82	2.88
		0.5	19.02	2.48	18.03	2.08	19.52	2.66
		1.0	20.49	3.11	17.41	1.83	20.85	3.30
		1.5	20.16	3.49	18.93	2.96	20.82	3.60
		2.0	19.04	2.64	19.31	2.51	19.88	3.00

Tabla 4.9 Temperatura promedio ($^{\circ}\text{C}$) y desviación estándar en la cavidad con generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 25°C .

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}	T_{prom}	σ_{st}
CONFIGURACIÓN	A	0.2	26.83	1.07	26.97	1.51	27.20	1.25
		0.5	26.35	0.89	26.99	0.98	26.63	0.94
		1.0	26.23	0.74	26.60	0.84	26.53	0.81
		1.5	26.06	0.60	26.25	0.73	26.29	0.66
		2.0	26.01	0.54	26.18	0.63	26.20	0.59
	B	0.2	27.96	1.32	28.15	1.09	28.24	1.19
		0.5	26.73	1.32	27.50	1.55	27.65	1.65
		1.0	26.81	1.61	27.09	1.56	27.11	1.69
		1.5	26.39	1.13	26.79	1.47	26.82	1.51
		2.0	26.46	1.40	26.62	1.36	26.68	1.43
	C	0.2	26.79	0.94	27.07	1.42	27.15	0.99
		0.5	26.76	0.94	27.56	1.15	27.03	1.04
		1.0	26.47	0.66	26.19	0.84	26.92	0.80
		1.5	26.25	0.52	26.73	0.84	26.62	0.65
		2.0	26.17	0.47	26.42	0.59	26.50	0.58

con generación discreta de calor. Por otro lado la norma ASHARE Standard 55 (2004) [32] establece que las temperaturas que proporcionan sensación de confort al ser humano se encuentran en un intervalo de 22.70-27.77 °C; sin embargo, se observa que las temperaturas mostradas en la Tabla 4.8 se encuentran fuera del intervalo de confort, pero cuando el aire entra a una temperatura de 25 °C en la cavidad con generación discreta de calor (Tabla 4.9) las temperaturas promedio en el interior de la cavidad sí se encuentran en el intervalo de confort, a excepción de cuando se tiene una velocidad de entrada de 0.2 m/s en la configuración (B) para las tres emisividades de las paredes. Por otro lado, la información de las Tablas 4.6 a 4.9 indica que de manera general, al incrementarse la emisividad de las paredes de la cavidad la temperatura promedio en el interior de ésta aumenta y que al incrementarse la velocidad de entrada del aire en la cavidad ventilada la temperatura promedio en el interior disminuye.

En las Tablas 4.6 a 4.9 se muestra también la desviación estándar para cada caso estudiado, midiéndose así la desviación que presentan los datos de temperatura en el interior de la cavidad respecto de la temperatura promedio calculada. Se observa que en la cavidad sin generación discreta de calor, para ambas temperaturas de entrada (15 y 25 °C) la configuración (C) presenta las menores desviaciones estándar en todos los casos, lo cual indica que con esta configuración en la cavidad existe una menor dispersión de las temperaturas la cavidad ventilada. Para la cavidad con generación discreta de calor, se observa en las tablas 4.8 y 4.9 que la configuración (A) proporciona los valores menores en la desviación estándar para la gran mayoría de los casos estudiados, por lo que en esta configuración las temperaturas en la cavidad se desvían en menor medida de la temperatura promedio obtenida.

En relación a las velocidades del aire al interior de la cavidad ventilada, la norma ASHRAE Standard 55 (2004) establece que la velocidad máxima en verano para un recinto es de 0.25 m/s, según estudios experimentales realizados con personas a las cuales se les hizo incidir un flujo de aire a 30 cm de su cara y parte posterior de su cabeza, estableciendo la sensación de agradable a desagradable de la velocidad del aire,

de esta forma, magnitudes de velocidad menores a 0.25 m/s deben presentarse a una altura de cabeza y hombros. En la Tabla 4.10 se muestran las magnitudes de velocidad a la altura de la cabeza y los hombros, en la cavidad con generación discreta de calor, para la configuración (A) la cual ha mostrado ser la óptima para esta cavidad de acuerdo a los resultados obtenidos previamente. Se aprecia además que con la temperatura de entrada del aire de 15 °C, para los tres valores de emisividad de las paredes, la velocidad de entrada de 1.0 m/s es la máxima velocidad para la cual se tienen magnitudes de velocidad menores a 0.25 m/s, mientras que para una temperatura de entrada de 25 °C, la máxima velocidad de entrada permitida es de 0.5 m/s.

Tabla 4.10 Magnitud de la velocidad (m/s) en la cavidad con generación discreta de calor para la configuración (A).

T_{ent} (°C)	u_{ent} (m/s)	$\epsilon=0$		$\epsilon=0.5$		$\epsilon=1$	
		V_{cabeza}	$V_{hombros}$	V_{cabeza}	$V_{hombros}$	V_{cabeza}	$V_{hombros}$
15	0.2	0.07	0.05	0.04	0.03	0.05	0.04
	0.5	0.13	0.11	0.12	0.12	0.13	0.12
	1.0	0.24	0.24	0.18	0.18	0.23	0.23
	1.5	0.39	0.44	0.42	0.46	0.38	0.43
	2.0	0.50	0.57	0.52	0.60	0.49	0.56
25	0.2	0.06	0.06	0.04	0.03	0.04	0.03
	0.5	0.09	0.10	0.13	0.16	0.10	0.10
	1.0	0.25	0.27	0.30	0.27	0.24	0.26
	1.5	0.37	0.42	0.40	0.46	0.37	0.42
	2.0	0.49	0.57	0.51	0.59	0.49	0.56

4.9 Análisis de la transferencia de calor en la cavidad ventilada.

En las Tablas 4.11 y 4.12 se muestran respectivamente los coeficientes promedio totales de transferencia de calor y los números de Nusselt promedio totales obtenidos en la pared derecha de la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15 °C. Se observa que para las tres configuraciones de entrada y salida del aire, así como para los tres valores de la emisividad de las paredes, al incrementarse la velocidad de entrada del aire el coeficiente promedio total de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio total se incrementan. Las máximas diferencias porcentuales observadas en los coeficientes (y números de Nusselt) al variar la velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s a 2.0 m/s son de 169.6% (configuración A y $\varepsilon=0$), 155.2% (configuración B y $\varepsilon=0$) y 145.0% (configuración C y $\varepsilon=0.5$).

Por otro lado, se muestra que el coeficiente promedio total de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio total aumentan al aumentar la emisividad de las paredes, de esta forma, las máximas diferencias porcentuales se observan al incrementar la emisividad de las paredes de 0 a 1 y son las siguientes: 82.0% (configuración A y $u_{ent}=1.0$ m/s), 99.3% (configuración B y $u_{ent}=0.2$ m/s) y 83.8% (configuración C y $u_{ent}=1.0$ m/s).

Para una temperatura de entrada del aire de 25 °C, de acuerdo a las Tablas 4.13 y 4.14, se aprecia que las máximas diferencias porcentuales en los coeficientes promedio totales y en los números de Nusselt promedio totales son de 202.7% (Configuración A y $\varepsilon=0$), 217.3% (Configuración B y $\varepsilon=0$) y 200.7% (Configuración C y $\varepsilon=0$). También se aprecia que el coeficiente promedio total de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio total aumentan al aumentar la emisividad de las paredes, y las máximas diferencias porcentuales son: 160.5% (Configuración A y $u_{ent}=0.5$ m/s), 170.7% (Configuración B y $u_{ent}=0.2$ m/s) y 183.2% (Configuración C y $u_{ent}=0.2$ m/s).

Tabla 4.11 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor (W/m^2-K) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de $15\text{ }^\circ\text{C}$ en la cavidad sin generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$	$\varepsilon=0.5$	$\varepsilon=1$
		CONFIGURACIÓN	A	0.2	6.27
0.5	7.48			10.68	13.62
1.0	8.39			11.86	15.27
1.5	10.96			14.29	17.65
2.0	16.90			20.35	24.33
B	0.2		6.08	9.91	12.10
	0.5		7.62	11.39	14.45
	1.0		9.52	13.60	16.74
	1.5		12.13	15.82	19.52
	2.0		15.50	18.82	22.90
C	0.2		8.21	8.82	15.07
	0.5		9.43	11.93	15.31
	1.0		9.83	14.37	18.09
	1.5		14.41	17.20	21.02
	2.0		17.85	21.59	25.11

Tabla 4.12 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 15 °C en la cavidad sin generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$	$\varepsilon=0.5$	$\varepsilon=1$
		CONFIGURACIÓN	A	0.2	714.85
0.5	852.84			1218.32	1553.38
1.0	956.89			1353.05	1741.99
1.5	1250.01			1630.33	2013.88
2.0	1927.82			2320.90	2775.50
B	0.2		693.28	1130.32	1380.41
	0.5		869.47	1299.37	1648.22
	1.0		1086.54	1551.11	1909.35
	1.5		1383.23	1804.46	2226.21
	2.0		1767.90	2146.86	2612.87
C	0.2		936.69	1005.78	1719.02
	0.5		1076.27	1360.38	1746.15
	1.0		1121.74	1639.73	2063.97
	1.5		1643.50	1962.46	2397.65
	2.0		2036.59	2462.62	2864.10

Tabla 4.13 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor (W/m^2-K) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de $25\text{ }^\circ\text{C}$ en la cavidad sin generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$	$\varepsilon=0.5$	$\varepsilon=1$
		CONFIGURACIÓN	A	0.2	2.90
0.5	2.93			5.11	7.60
1.0	3.94			6.01	8.66
1.5	7.14			8.89	11.98
2.0	8.77			11.31	13.70
B	0.2		2.64	6.09	7.14
	0.5		2.99	6.05	7.88
	1.0		4.29	7.14	9.39
	1.5		6.25	8.07	11.37
	2.0		8.37	9.42	13.46
C	0.2		2.84	5.49	8.04
	0.5		3.56	7.03	8.52
	1.0		4.93	9.19	9.80
	1.5		6.97	9.49	12.12
	2.0		8.53	10.90	13.75

Tabla 4.14 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 25 °C en la cavidad sin generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$	$\varepsilon=0.5$	$\varepsilon=1$
		CONFIGURACIÓN	A	0.2	331.27
0.5	333.76			582.80	867.52
1.0	449.68			685.76	988.25
1.5	814.87			1014.00	1367.05
2.0	1000.00			1290.62	1562.79
B	0.2		301.45	694.41	814.91
	0.5		341.46	689.84	898.75
	1.0		488.88	814.89	1071.08
	1.5		713.11	920.06	1297.22
	2.0		954.56	1074.72	1535.18
C	0.2		323.57	626.57	917.47
	0.5		406.02	802.20	971.76
	1.0		562.77	1048.17	1117.45
	1.5		795.31	1082.05	1382.52
	2.0		973.30	1243.97	1568.68

De acuerdo a las Tablas 4.11 y 4.12, se observa que la configuración (C) muestra los mayores coeficientes promedio totales de transferencia de calor y números de Nusselt promedio totales en la cavidad sin generación discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15°C, excepto cuando la emisividad de las paredes es de 0.5 y se tiene una velocidad de entrada de 0.2 m/s, para este caso la configuración (B) presenta un valor mayor.

Cuando la temperatura de entrada del aire es de 25 °C, se observa en las Tablas 4.13 y 4.14, que de manera general, los coeficientes promedio totales de transferencia de calor, y números de Nusselt promedio totales, son mayores para la configuración (C), esta tendencia se sigue cuando la emisividad de las paredes es de 0.5 (excepto para una velocidad de entrada del aire de 2.0 m/s) y 1.0, pero cuando la emisividad de las paredes es de 0 no se sigue este patrón. En base a estos resultados y a los obtenidos cuando la temperatura de entrada del aire es de 15 °C, se observa que la configuración (C) es la que proporciona una mayor transferencia de calor en la cavidad sin generación de calor, removiendo el calor de la pared caliente y refrescando la cavidad.

En cuanto a la cavidad con generación discreta de calor, en la Tabla 4.15 se muestran los coeficientes promedio totales de transferencia de calor obtenidos en la pared derecha, así como los obtenidos en la fuente discreta de calor para una temperatura de entrada del aire de 15 °C, mientras que en la Tabla 4.16 se presentan los números de Nusselt promedio totales obtenidos para el mismo caso. Al igual que en los resultados anteriores, el coeficiente promedio total de transferencia de calor y el número de Nusselt promedio total aumentan con la velocidad de entrada del fluido, siendo las máximas diferencias porcentuales para la pared de 103.6 % (configuración A y $\varepsilon=0.5$), 76.2% (configuración B y $\varepsilon=1$) y 101.3% (configuración C y $\varepsilon=0$); y en la fuente discreta de calor 225.0% (configuración A y $\varepsilon=0$), 93.0% (configuración B y $\varepsilon=0.5$) y 197.3% (configuración C y $\varepsilon=0$). Cuando se considera que las paredes tienen una emisividad de 1 se presentan las siguientes diferencias porcentuales con respecto al caso en el que las paredes tienen una emisividad de 0, para la pared: 41.2% (configuración A y $u_{ent}=1.0$ m/s), 52.9%

(configuración B y $u_{ent}=0.5$ m/s) y 53.2% (configuración C y $u_{ent}=1.0$ m/s); para la fuente: 64.5% (configuración A y $u_{ent}=0.2$ m/s), 85.1% (configuración B y $u_{ent}=0.5$ m/s) y 71.3% (configuración C y $u_{ent}=0.2$ m/s).

De acuerdo a las Tablas 4.17 y 4.18, cuando la temperatura de entrada del aire es de 25 °C, al incrementar la velocidad de 0.2 a 2.0 m/s se tienen las siguientes máximas diferencias porcentuales en cuanto a los coeficientes de transferencia de calor y números de Nusselt en la pared: 127.7% (configuración A y $\varepsilon=0$), 116.7% (configuración B y $\varepsilon=0$) y 122.8% (configuración C y $\varepsilon=0$); y en la fuente de calor: 238.6 % (configuración A y $\varepsilon=0$), 139.9% (configuración B y $\varepsilon=0$), 210.48% (configuración C y $\varepsilon=0$). Las máximas diferencias porcentuales para los coeficientes de transferencia de calor y los números de Nusselt debido al efecto del intercambio radiativo para la pared derecha son de 64.2% (configuración A y $u_{ent}=0.5$ m/s), 91.02% (configuración B y $u_{ent}=0.2$ m/s) y 64.4% (configuración C y $u_{ent}=0.5$ m/s), y para la fuente son de 114.61% (configuración A y $u_{ent}=0.5$ m/s), 159.3% (configuración B y $u_{ent}=0.2$ m/s) y 125.9% (configuración C y $u_{ent}=0.2$ m/s).

Para una temperatura de entrada del fluido de 15 °C, se observa en las Tablas 4.15 y 4.16 que las configuraciones (A) y (C) presentan coeficientes promedio totales (y número de Nusselt promedio totales) similares tanto en la pared derecha como en la fuente, esto debido a que el fluido sigue casi la misma trayectoria en ambas configuraciones, mientras que la configuración (B) presenta los menores coeficientes de transferencia de calor y números de Nusselt.

Cuando la temperatura de entrada del aire es de 25 °C, aunque las configuraciones (A) y (C) presentan coeficientes promedio totales de transferencia de calor y números de Nusselt promedio totales parecidos, la configuración (C) proporciona valores ligeramente mayores para la pared, mientras que la configuración (A) presenta coeficientes de transferencia de calor y números de Nusselt apreciablemente mayores para la fuente, y de nueva cuenta la configuración (B) muestra los menores coeficientes

Tabla 4.15 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor (W/m^2-K) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de $15\text{ }^\circ\text{C}$ en la cavidad con generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			Pared	Fuente	Pared	Fuente	Pared	Fuente
CONFIGURACIÓN	A	0.2	6.05	4.05	6.47	5.69	8.06	6.66
		0.5	6.51	4.99	7.55	7.90	9.13	8.08
		1.0	7.23	7.34	8.23	8.62	10.21	10.77
		1.5	9.22	10.33	11.20	13.99	12.41	14.02
		2.0	12.08	13.17	13.18	16.68	15.68	17.04
	B	0.2	4.66	3.93	5.52	5.46	6.57	6.03
		0.5	4.72	4.17	5.78	7.23	7.23	7.73
		1.0	5.60	5.37	7.14	8.11	8.46	8.63
		1.5	6.56	6.75	8.10	9.33	9.99	9.86
		2.0	8.08	7.36	9.54	10.53	11.57	11.09
	C	0.2	6.11	4.06	6.84	5.74	8.31	6.95
		0.5	6.43	5.01	7.66	7.71	9.13	8.16
		1.0	6.52	6.66	8.56	8.88	9.98	9.87
		1.5	9.09	9.14	9.49	10.19	11.90	12.35
		2.0	12.30	12.06	13.37	15.02	15.58	15.42

Tabla 4.16 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 15 °C en la cavidad con generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			Pared	Fuente	Pared	Fuente	Pared	Fuente
CONFIGURACIÓN	A	0.2	689.74	462.10	738.24	666.02	919.39	760.10
		0.5	742.48	568.77	861.77	900.78	1042.00	921.61
		1.0	824.78	837.60	939.08	982.77	1164.48	1228.69
		1.5	1051.87	1178.09	1277.54	1595.48	1415.24	1599.09
		2.0	1377.96	1502.01	1502.97	1903.06	1788.30	1943.73
	B	0.2	531.96	448.66	630.05	622.43	749.37	687.44
		0.5	538.86	476.18	659.69	824.74	824.20	881.22
		1.0	639.06	612.71	814.52	925.36	965.21	984.25
		1.5	748.82	770.12	924.09	1064.42	1139.60	1125.19
		2.0	922.29	840.04	1088.01	1201.30	1320.19	1264.82
	C	0.2	696.68	462.59	780.37	654.80	948.09	792.22
		0.5	734.07	571.75	874.26	879.38	1041.08	930.84
		1.0	743.60	759.38	976.08	1012.79	1138.86	1125.43
		1.5	1036.99	1042.91	1082.94	1162.71	1357.75	1408.87
		2.0	1402.68	1375.33	1524.85	1713.83	1777.10	1759.32

Tabla 4.17 Coeficientes promedio totales de transferencia de calor (W/m^2-K) obtenidos con una temperatura de entrada del aire de $25\text{ }^{\circ}C$ en la cavidad con generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			Pared	Fuente	Pared	Fuente	Pared	Fuente
CONFIGURACIÓN	A	0.2	2.70	1.87	3.11	3.22	4.36	4.02
		0.5	2.72	2.25	3.28	4.35	4.47	4.59
		1.0	3.44	3.68	4.05	6.04	5.29	6.22
		1.5	4.82	5.00	5.92	7.28	6.94	7.69
		2.0	6.15	6.34	6.91	8.86	8.44	9.11
	B	0.2	1.80	1.40	2.61	3.23	3.44	3.63
		0.5	2.10	1.63	2.89	3.67	3.88	4.08
		1.0	2.61	2.26	3.74	4.07	4.51	4.74
		1.5	3.07	3.04	4.17	4.78	5.35	5.34
		2.0	3.90	3.36	4.95	5.39	6.10	6.02
	C	0.2	2.79	1.90	3.30	3.39	4.48	4.29
		0.5	2.81	2.21	3.38	4.40	4.62	4.60
		1.0	3.51	3.45	4.29	4.49	5.40	5.99
		1.5	4.83	4.68	5.38	7.22	6.90	7.34
		2.0	6.23	5.89	6.97	8.08	8.46	8.61

Tabla 4.18 Números de Nusselt promedio totales obtenidos con una temperatura de entrada del aire de 25 °C en la cavidad con generación discreta de calor.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$		$\varepsilon=0.5$		$\varepsilon=1$	
			Pared	Fuente	Pared	Fuente	Pared	Fuente
CONFIGURACIÓN	A	0.2	308.08	213.75	355.04	367.05	497.16	458.74
		0.5	310.22	256.63	374.47	496.31	509.36	523.18
		1.0	392.52	419.53	461.87	688.54	603.52	709.40
		1.5	550.34	570.69	675.10	830.71	792.03	877.72
		2.0	701.57	723.72	787.88	1011.18	962.45	1039.38
	B	0.2	205.26	159.88	297.76	368.10	392.08	414.59
		0.5	239.29	186.47	329.76	419.04	442.27	465.86
		1.0	297.26	257.89	427.02	463.85	514.30	540.79
		1.5	350.73	346.23	476.06	547.59	610.74	609.63
		2.0	444.78	383.46	564.37	614.35	696.05	686.82
	C	0.2	318.83	216.56	375.98	386.91	511.34	489.30
		0.5	320.58	252.50	385.55	501.34	526.97	524.70
		1.0	400.49	393.25	489.37	512.72	615.50	682.94
		1.5	551.37	534.20	613.25	823.20	787.47	836.80
		2.0	710.26	672.37	795.11	921.53	964.75	982.59

y números de Nusselt). Analizando estos resultados y los anteriores (para una temperatura de entrada del aire de 15 °C) sugieren que la configuración (A) proporciona una mejor transferencia de calor en el interior de la cavidad con generación discreta de calor, al remover simultáneamente el calor de la pared caliente y de la fuente.

En la Tabla 4.19 y 4.20 se presentan las pérdidas de calor en la fuente para una temperatura de entrada de 15 y de 25 °C respectivamente. Puede apreciarse que para las tres configuraciones de entrada y salida del aire, así como para los tres valores de la emisividad de las paredes, al incrementarse la velocidad de entrada del aire las pérdidas de calor en la fuente se incrementan. Las máximas diferencias porcentuales observadas en las pérdidas de calor al variar la velocidad de entrada del aire de 0.2 m/s a 2.0 m/s son las mismas que se reportaron para los coeficientes promedio totales de transferencia de calor y números de Nusselt promedio totales. Se muestra entonces que la convección forzada tiene un efecto notable sobre la fuente de calor, en este caso el ser humano, de tal forma que la fuente pierde una mayor cantidad de calor al incrementarse la velocidad de entrada del aire para mantener la temperatura de 34 °C.

Se observa también que un incremento en la emisividad de las paredes causa un aumento en las pérdidas de calor en la fuente, presentándose las mayores diferencias porcentuales al variar la emisividad de 0 a 1 y éstas son iguales a las reportadas para los coeficientes promedio totales de transferencia de calor y números de Nusselt promedio totales correspondientes. De acuerdo con estos resultados, al tomar en cuenta el intercambio radiativo, la fuente desprende una mayor cantidad de calor para lograr mantener su temperatura.

Tabla 4.19 Pérdidas de calor en la fuente (W/m^2) para una temperatura de entrada del aire de $15\text{ }^\circ\text{C}$.

		u_{ent} (m/s)	$\varepsilon=0$	$\varepsilon=0.5$	$\varepsilon=1$
		CONFIGURACIÓN	A	0.2	36.46
0.5	44.88			71.07	72.71
1.0	66.09			77.54	96.94
1.5	92.95			125.88	126.17
2.0	118.51			150.15	153.36
B	0.2		35.40	49.11	54.24
	0.5		37.57	65.07	69.53
	1.0		48.34	73.01	77.66
	1.5		60.76	83.98	88.78
	2.0		66.28	94.78	99.79
C	0.2		36.50	51.66	62.51
	0.5		45.11	69.38	73.44
	1.0		59.92	79.91	88.80
	1.5		82.29	91.74	111.16
	2.0		108.51	135.22	138.81

Tabla 4.20 Pérdidas de calor en la fuente (W/m^2) para una temperatura de entrada del aire de 25 °C.

		u_{ent} (m/s)	$\epsilon=0$	$\epsilon=0.5$	$\epsilon=1$
		CONFIGURACIÓN	A	0.2	16.87
0.5	20.25			39.16	41.28
1.0	33.10			56.26	55.97
1.5	45.03			65.54	69.25
2.0	57.10			79.78	82.01
B	0.2		12.61	29.04	32.71
	0.5		14.71	33.06	36.76
	1.0		20.35	36.60	42.67
	1.5		27.32	42.98	48.10
	2.0		30.26	48.47	54.19
C	0.2		17.09	30.53	38.61
	0.5		19.92	39.56	41.40
	1.0		31.03	40.45	53.88
	1.5		42.15	64.95	66.02
	2.0		53.05	72.71	77.53

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

En este trabajo de tesis se llevó a cabo un estudio numérico de la transferencia de calor turbulenta en una cavidad rectangular ventilada con generación discreta de calor. A partir de los resultados obtenidos se puede concluir lo siguiente:

1. La velocidad de entrada tiene un efecto importante sobre el campo de temperaturas, en general, al incrementarse la velocidad de entrada del aire las temperaturas en el interior de la cavidad disminuyen.
2. Las magnitudes de velocidad a las que fluye el aire en el interior de la cavidad y las magnitudes de la viscosidad turbulenta son mayores al incrementar la velocidad de entrada del aire en la cavidad.
3. La presencia de la fuente de calor en la cavidad favorece la formación de zonas de recirculación en la región izquierda de la cavidad, mismas que incrementan su tamaño al aumentar la velocidad de entrada del aire.
4. La temperatura del fluido se incrementa al aumentar la emisividad de las paredes.
5. El intercambio radiativo no afecta sustancialmente los patrones de flujo dentro de la cavidad ventilada, presentándose las mayores diferencias cuando la velocidad de entrada del aire es de 0.2 m/s. Lo mismo aplica para las líneas de calor.
6. La magnitud de la velocidad del fluido y la magnitud de la viscosidad turbulenta se modifican ligeramente debido al efecto de la radiación, y este efecto disminuye al incrementar la velocidad de entrada.
7. La temperatura de entrada del aire a la cavidad modifica ligeramente el patrón de flujo y las líneas de calor, siendo el efecto más notorio a una velocidad de entrada de 0.2 m/s.

8. Los coeficientes promedio de transferencia de calor en la pared derecha, y por lo tanto los números de Nusselt promedio, aumentan con la velocidad de entrada del aire. Lo mismo aplica para la fuente discreta de calor.
9. Los casos con una temperatura de entrada de 15 °C presentan mayores coeficientes promedio de transferencia de calor que aquéllos con una temperatura de entrada de 25 °C.
10. Para la cavidad sin generación discreta de calor, la configuración (C) (entrada del aire por la parte inferior de la pared derecha y salida por la parte central del techo) proporciona los mayores coeficientes promedio de transferencia de calor, favoreciendo la remoción de calor de la pared derecha.
11. En la cavidad sin generación discreta de calor, la configuración (C) presenta las menores temperaturas promedio y menores desviaciones estándar referentes a esta temperatura, así como las mayores eficiencias de distribución de temperatura.
12. La configuración (A) (entrada del aire por la parte inferior de la pared derecha y salida por la parte superior de la pared izquierda) proporciona una mayor transferencia de calor en el interior de la cavidad con generación discreta de calor, al remover simultáneamente el calor de la pared caliente y de la fuente.
13. En la cavidad con generación discreta de calor, la configuración (A) presenta las menores temperaturas promedio y menores desviaciones estándar referentes a esta temperatura, así como las mayores eficiencias de distribución de temperatura.
14. Al tomar en cuenta el intercambio radiativo en la cavidad sin generación discreta de calor el coeficiente promedio de transferencia de calor en la pared derecha aumentó considerablemente: entre 40.6% y 99.3% para una temperatura de entrada de 15 °C, y entre 56.3% y 183.2% para una temperatura de entrada de 25 °C.
15. En la cavidad con generación discreta de calor, el intercambio radiativo aumenta considerablemente los coeficientes promedio de transferencia de calor (y números de Nusselt promedio): entre 26.7% y 53.2% para la pared derecha, y entre 27.9% y 85.1% para la fuente de calor, a una temperatura de entrada del aire de 15 °C; y entre 35.8% y 91.0% para la pared derecha, y entre 43.6% y 159.3% para la fuente de calor, a una temperatura de entrada del aire de 25 °C.

5.2 Recomendaciones

Con la finalidad de ampliar los resultados obtenidos en estudios futuros se recomienda:

1. Realizar el estudio de la transferencia de calor en la cavidad ventilada en tres dimensiones para obtener una representación más realista del sistema estudiado.
2. Efectuar trabajos experimentales con el objetivo de validar los resultados obtenidos.
3. Estudiar otras configuraciones de entrada y salida del aire con el fin de optimizar la transferencia de calor en la cavidad.
4. Analizar el efecto de la posición de la fuente discreta de calor en la cavidad ventilada.
5. Considerar la conducción de calor en las paredes de la cavidad.
6. Estudiar el comportamiento del sistema considerando que una de las paredes recibe un flujo de calor.
7. Analizar el efecto de contaminantes en la cavidad ventilada.

BIBLIOGRAFÍA

1. Key World Energy Statistics. International Energy Agency (IEA). 2009.
2. Balance Nacional de Energía. Secretaría de Energía (SENER). 2009.
3. Página web de la Comisión Federal de Electricidad. 2011.
4. Papanicolaou E., Jaluria Y. (1990) "Mixed convection from an isolated heat source in a rectangular enclosure." *Numerical Heat Transfer Part A*, 18:427-461.
5. Refai G., Yovanovich M. (1992) "Numerical study of natural convection from discrete heat sources in a vertical square enclosure." *J. Thermophysics*, 6:121-127.
6. Papanicolaou E., Jaluria Y. (1993) "Mixed convection from a localized heat source in a cavity with conducting walls: a numerical study." *Numerical Heat Transfer, Part A*, 23:463-484.
7. Hsu T. H., Wang S. G. (2000) "Mixed convection in a rectangular enclosure with discrete heat sources." *Numerical Heat Transfer, Part A*, 38:627-652.
8. Wang Q., Jaluria Y. (2002) "Instability and heat transfer in mixed convection flow in a horizontal duct with discrete heat sources." *Numerical Heat Transfer, Part A*, 42:445-463.
9. Dogan A., Sivrioglu M., Baskaya S. (2005) "Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom." *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer*, 32:1244-1252.
10. Calcagni B., Marsili F., Paroncini M. (2005) "Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below." *Applied Thermal Engineering*, 25:2522-2531.
11. Sivasankaran S. (2006) "Buoyant convection in a cavity with discrete heat sources and internal heat generation." *Int. J. of Applied Mathematics and Mechanics*, 2:63-74.
12. Mathews R. N., Balaji C. (2006) "Numerical simulation of conjugate, turbulent mixed convection heat transfer in a vertical channel with discrete heat sources." *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer*, 33:908-916.
13. Mariani V. C., Coelho L. S. (2007) "Natural convection heat transfer in partially

- open enclosures containing an internal local heat source”. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 24:375-388.
14. Radhakrishnan T. V., Verma A.K., Balaji C., Venkateshan S. P. (2007) “An experimental and numerical investigation of mixed convection from a heat generating element in a ventilated cavity”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32:502-520.
 15. Ghasemi B., Aminossadati S. M. (2008). “Numerical simulation of mixed convection in a rectangular enclosure with different numbers and arrangements of discrete heat sources.” *The Arabian Journal for Science and Engineering*. 33:189-207.
 16. Bilgen E., Muftuoglu A. (2008) “Cooling strategy by mixed convection of a discrete heater at its optimum position in a square cavity with ventilation ports.” *Int. Comm. in Heat and Mass Transfer*. 35:545-550.
 17. El-Agouz S. A. (2008) “The effect of internal heat source and opening locations on environmental natural ventilation.” *Energy and Buildings*. 40:409-418.
 18. Ermolaev I. A., Zhanov A. I. (2009) “Mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources at the wall.” *Fluid Dynamics*, 44:511-516.
 19. Versteeg, H. K., Malalasekera, W., (1995) *An introduction to Computational Fluid Dynamics*, Pearson-Prentice Hall.
 20. Patankar, S. V., (1980) *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor & Francis.
 21. Wilcox, D. C., (1993) *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries, Inc.
 22. Ferziger, J. H., Perić, M., (2002) *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer, 3:423.
 23. Martínez I., (1992) *Termodinámica: Básica y Aplicada*, Editorial DOSSAT.
 24. Modest M., (1993) *Radiative Heat Transfer*, McGraw-Hill.
 25. Costa V. A. F., (2006) “Bejan’s Heatlines and Masslines for Convection Visualization and Analysis.” *Applied Mechanics Reviews*, 59:126-145.
 26. Hooman K., (2010) “Energy flux vectors as a new tool for convection visualization.” *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 20:240-249.

27. Fanger, P. O. (1972) Thermal Comfort, McGraw-Hill.
28. Nielsen P. V., (1990) "Specification of a two-dimensional test case" Energy conservation in buildings and community systems, Annex 20.
29. Incropera F., DeWitt D., (1999) Fundamentos de Transferencia de Calor, Prentice Hall.
30. Villaseñor-Mora C., Sánchez-Marín F. J., Calixto-Carrera S. (2009) "An indirect skin emissivity measurement in the infrared thermal range through reflection of a CO₂ laser beam." Revista Mexicana de Física, 55:387-392.
31. Awbi H., (2003) Ventilation of buildings, Spon Press.
32. ASHRAE Standard 55, (2004) Thermal environmental conditions for human occupancy.