



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

**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE
CALOR CON FLUJO TURBULENTO EN UNA CAVIDAD
ALARGADA CON VENTILACIÓN**

TESIS

PARA OBTENER EL GRADO DE:

Maestro en Ciencias de la Ingeniería

PRESENTA:

Norma Alejandra Rodríguez Muñoz

HERMOSILLO, SONORA

ENERO 2009

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

UNIVERSIDAD DE SONORA

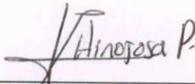
APROBACION DEL JURADO

de la tesis presentada por:

Norma Alejandra Rodríguez Muñoz

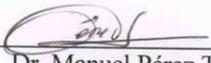
Esta tesis ha sido revisada por cada uno de los miembros del Jurado y por mayoría de votos la han encontrado satisfactoria.

15/01/2009
Fecha



Dr. Fernando Hinojosa Palafox
Presidente

23-01-09
Fecha



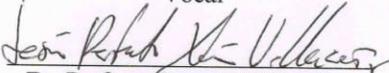
Dr. Manuel Pérez Tello
Secretario

26-01-09
Fecha



Dr. Francisco Montoy-Norzagaray
Vocal

23-01-09
Fecha



Dr. Perfecto Xamán Villaseñor
Sinodal Externo

UNIVERSIDAD DE SONORA
AUTORIZACION DEL EXAMEN DE GRADO

Enero 23, de 2009.

Por la presente se hace constar que la estudiante **NORMA ALEJANDRA RODRIGUEZ MUÑOZ**, ha cumplido satisfactoriamente con los requisitos académicos correspondientes para la realización del Examen de Grado del programa de Maestría en Ciencias de la Ingeniería.



DR. VICTOR MANUEL SANCHEZ CORRALES
COORDINADOR
POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA

RESUMEN

En este trabajo se presentan resultados numéricos para la transferencia de calor en una cavidad rectangular ventilada con flujo turbulento. La cavidad con una relación de aspecto de 20, consta de dos paredes verticales, la pared izquierda recibe del exterior un flujo de calor uniforme y constante, mientras que la pared derecha se mantiene a una temperatura constante y las dos paredes restantes se consideraron adiabáticas. Las paredes verticales están separadas por un espacio de aire y la pared izquierda tiene dos aberturas para permitir la circulación de aire proveniente del exterior. Se utilizó el software de dinámica de fluidos computacional FLUENT 6.3 para obtener los resultados. Tres diferentes modelos de turbulencia fueron probados: k- ϵ estándar, k- ϵ realizable y k- ω .

Se llevó a cabo un estudio de validación de los resultados numéricos, comparando con los datos experimentales de Betts y Bokhari (2000), el cual es un estudio que corresponde a la convección natural en una cavidad alargada cerrada calentada diferencialmente. Se encontró que el modelo de turbulencia del software Fluent que mejor acercamiento tuvo con los datos experimentales de Betts y Bokhari fue el k- ϵ -realizable. En forma adicional se realizó una comparación con los resultados experimentales de la cavidad ventilada isotérmica estudiada por Nielsen (1990) utilizando los tres modelos de turbulencia, en donde se determinó que el modelo de turbulencia con mejor aproximación es el k- ϵ estándar.

Los resultados de la transferencia de calor en la cavidad ventilada se obtuvieron estableciendo flujos de calor en la pared vertical izquierda de: 600, 800 y 1000 W/m², y manteniendo la pared vertical derecha a una temperatura constante de 298 K. Se permitió la entrada de aire con temperaturas de: 298 K, 308 K y 318 K y a velocidades de: 0.1, 0.25 y 0.5 m/s. Se encontró que los valores de los coeficientes convectivos de transferencia de calor en la cavidad abierta ventilada, resultan ser considerablemente mayores a los obtenidos en la cavidad cerrada. En general, los valores del número de Nusselt promedio en la cavidad alargada ventilada aumentan con la temperatura de

entrada del fluido, el flujo de calor en la pared vertical izquierda y con la velocidad de entrada del fluido. Se observó una diferencia muy grande entre los valores máximo y mínimo del número de Nusselt debido a los elevados gradientes de temperatura que se tienen en la parte inferior de la pared vertical derecha de la cavidad ventilada. Los valores de la relación entre el calor recibido en la pared vertical izquierda y el calor transferido por la pared vertical derecha (η) se encuentran entre 0.83 y 0.88 cuando la temperatura de entrada del aire es de 298 K, lo que indica que la ventilación con aire, extrae de la cavidad entre 17% y 12 % del calor recibido en la pared vertical izquierda. Al aumentar la temperatura de entrada del fluido, los valores de η se encuentran entre los intervalos: 1.47-1.93 para $T_{en}=308$ K y 1.51-2.10 para $T_{en}=318$ K, por lo que ahora la corriente de aire que entra a la cavidad incrementa entre 47 % y 210 % el calor que se transfiere por la pared vertical derecha.

ABSTRACT

In this work are presented the heat transfer numerical results in a rectangular ventilated cavity with turbulent flow. The cavity has an aspect ratio equal to 30, and it consists of two vertical walls, the left wall receives an external uniform and constant heat flux whereas the right wall is maintained at constant temperature, the remaining walls were assumed as adiabatic. The vertical walls are separated by an air space and the left wall has two apertures in order to allow the circulation of the incoming external air. The computational fluid dynamics software FLUENT 6.3 was used to obtain the results. The three different turbulence models tested were: standard k- ϵ , realizable k- ϵ and k- ω .

The numerical results validation was made comparing with the experimental results reported by Betts and Bokhari (2000), corresponding to natural convection in a differentially heated tall closed cavity; concluding that the FLUENT turbulence model that provides the best agreement was the realizable k- ϵ model. It was also performed a comparison with experimental results in an isothermal vented cavity obtained by Nielsen (1990). Three turbulence models were tested and found that the standard k- ϵ had the best approach.

In the ventilated cavity the results were obtained by setting the following heat flux values on the left wall: 600, 800 and 1000 W/m², and maintaining the right vertical wall at a constant temperature of 298 K. An air inlet with temperatures of: 298 K, 308 K and 318 K and velocities of: 0.1, 0.25 and 0.5 m/s was permitted. It was obtained that the convective heat transfer coefficients of the ventilated cavity are considerable higher than those of the closed cavity. In general, the average Nusselt numbers increases with: the incoming fluid temperature, the heat flux on left wall and the fluid inlet velocity. There is a very large difference between the maximum and minimum local Nusselt numbers, due to the high temperature gradients existing in the bottom of the right wall. The η values (ratio of the heat received on the left wall and heat transferred on right wall) are

between 0.83 and 0.88 when the incoming air temperature is 298 K, indicating that the ventilation extracts about 17% and 12 % of the heat received on the left wall. However when the incoming air temperature increases, the values of η , are in the intervals 1.47-1.93 and 1.51-2.10 for $T_{en}=308$ K and $T_{en}=318$ K respectively, corresponding to increments of the heat received on the left wall between 47 % and 110 %.

TABLA DE CONTENIDO

	Página
RESUMEN	iv
ABSTRACT	vi
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABLAS	xiv
NOMENCLATURA	xvi
AGRADECIMIENTOS	xviii
1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	
1.1 Introducción.	1
1.2 Objetivos.	4
2. REVISIÓN BIBLIOGRAFICA	
2.1 Estudios experimentales.	5
2.2 Estudios numéricos.	6
2.3 Conclusión de la revisión bibliográfica.	12
3. METODOLOGÍA	
3.1 Descripción del problema físico.	13
3.2 Descripción del modelo matemático.	14
3.2.1 Modelado de la Turbulencia	16
3.2.2. Modelos k-épsilon ($k-\epsilon$).	20
3.2.2.1 Modelo k- ϵ estándar.	21
3.2.2.2 Modelo k- ϵ realizable ($k-\epsilon-r$).	22
3.2.3 Modelo k-omega ($k-\omega$).	25
3.3 Condiciones de frontera.	29
3.4 Solución del modelo matemático.	31

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	
4.1. Validación con los datos experimentales de Betts y Bokhari (2000).	36
4.2. Validación con los datos experimentales de Nielsen (1990)	47
4.3. Cavity alargada calentada diferencialmente.	51
4.4. Resultados de la convección natural en una cavity alargada con ventilación.	64
4.4.1 Estudio de independencia de malla para la cavity ventilada.	65
4.4.2 Análisis del efecto de la temperatura de entrada en los campos de temperatura y patrones de flujo de la cavity ventilada.	66
4.4.3 Análisis del efecto de la velocidad de entrada en los patrones de temperatura y flujo de la cavity ventilada.	71
4.4.4 Análisis del efecto del flujo de calor en los campos de Temperatura y patrones de flujo para la cavity ventilada.	75
4.4.5 Análisis de la transferencia de calor en la cavity ventilada.	79
5. CONCLUSIONES	85
BIBLIOGRAFÍA	88

LISTA DE FIGURAS

Figura		Página
1.1	Modelo físico de la cavidad rectangular ventilada	3
3.1	Modelo físico de la cavidad ventilada del presente proyecto	13
3.2	Modelo físico de la cavidad ventilada.	29
4.1	Modelo físico de la cavidad de Betts y Bokhari (2000).	36
4.2	Resultados del estudio de independencia de malla con $Ra=0.86 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) Temperatura (T) y b) Velocidad vertical (v).	38
4.3	Resultados del estudio de independencia de malla con $Ra=1.43 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) Temperatura (T) y b) Velocidad vertical (v).	39
4.4	Resultado de la comparación con Betts y Bokhari para $Ra=0.86 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) Temperatura (T) y b) Velocidad vertical (v).	41
4.5	Líneas de corriente, isotermas y líneas de la viscosidad turbulenta, con aproximación de Boussinesq, para: a) $Ra=0.86 \times 10^6$ y b) $Ra=1.43 \times 10^6$.	43
4.6	Resultado de la comparación de datos en dos y tres dimensiones con Betts y Bokhari para $Ra=0.86 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) temperatura (T) y b) velocidad vertical (v).	45
4.7	Isotermas de la cavidad de Betts y Bokhari en 3D en: a) Corte en $z=0.130$ m, b) Corte en $z=0.230$ m y c) Cavidad de 0.52m.	46
4.8	Modelo físico de la cavidad ventilada isotérmica de Nielsen (1990).	47

4.9	Comparación de la velocidad u obtenido con diferentes modelos de turbulencia contra los datos experimentales en: a) $x/H = 1.0$ y b) $x/H = 2.0$.	49
4.10	Campo de velocidad (a) y líneas de corriente (b) de la cavidad ventilada de Nielsen (1990).	50
4.11	Modelo físico de la cavidad alargada cerrada en 3D.	51
4.12	Comparación de los perfiles en la cavidad alargada cerrada 3D, con $\Delta T = 10$ K en diferentes posiciones de la dirección z ($y = 1$ m). Donde: a) perfiles de temperatura y b) perfiles de velocidad (v).	52
4.13	Campos de temperatura de la cavidad alargada cerrada en 3D en la plano $z^* = 0.5$, para: a) $\Delta T = 10$ K, b) $\Delta T = 20$ K y c) $\Delta T = 30$ K.	53
4.14	Comparación de los perfiles en la cavidad alargada cerrada con $\Delta T = 20$ K en diferentes posiciones de la dirección z (en $y = 1$ m) de: a) perfiles de temperatura y b) perfiles de velocidad (v).	54
4.15	Comparación de los perfiles en la cavidad alargada cerrada con $\Delta T = 30$ K en diferentes posiciones de la dirección z (en $y = 1$ m) de: a) perfiles de temperatura y b) perfiles de velocidad (v).	55
4.16	Modelo físico de la cavidad alargada cerrada bidimensional.	56
4.17	Resultados del estudio de independencia de malla en $y = 1$ m: a) perfil de temperatura y b) perfiles de la velocidad vertical.	58
4.18	Perfiles de a) temperatura y b) componente y de la velocidad en $y = 1$ m, en la cavidad bidimensional con propiedades variables ($\Delta T = 10, 20$ y 30 K).	61
4.19	Isolíneas de corriente (a) e Isotermas (b), en la cavidad bidimensional considerando propiedades variables.	62
4.20	Isolíneas de la viscosidad turbulenta en la cavidad bidimensional con propiedades variables.	63
4.21	Modelo físico de la cavidad ventilada ($A = 20$).	64

4.22	Resultados del estudio de independencia de malla de la cavidad ventilada para: a) distribución del número de Nusselt local ($x^*=1$) y b) perfil de la temperatura ($y^*=0.5$).	67
4.23	Efecto de la temperatura de entrada sobre el campo de temperatura en la cavidad ventilada ($q'' = 800\text{W/m}^2$ y $V_{\text{en}}=0.25$ m/s).	68
4.24	Efecto de la temperatura de entrada sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($q'' =800\text{W/m}^2$ y $V_{\text{en}}=0.25$ m/s).	69
4.25	Efecto de la temperatura de entrada sobre la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' =800\text{W/ m}^2$ y $V_{\text{en}}=0.25$ m/s).	70
4.26	Efecto de la temperatura de entrada sobre la energía cinética turbulenta (k) en la cavidad ventilada ($q'' =800\text{W/m}^2$ y $V_{\text{en}}=0.25$ m/s).	71
4.27	Efecto de la velocidad de entrada sobre el campo temperatura en la cavidad ventilada ($q'' =800\text{W/m}^2$ y $T_{\text{en}}=308$ K).	72
4.28	Efecto de la velocidad de entrada sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($q'' =800\text{W/m}^2$ y $T_{\text{en}}=308$ K).	73
4.29	Efecto de la velocidad de entrada sobre la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' = 800\text{W/m}^2$ y $T_{\text{en}} = 308$ K).	74
4.30	Efecto de la velocidad de entrada sobre la energía cinética turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' = 800\text{W/m}^2$ y $V_{\text{en}}=0.25$ m/s).	75
4.31	Efecto del flujo de calor sobre el campo de temperatura en la cavidad ventilada ($V_{\text{en}} =0.25$ m/s y $T_{\text{en}} =308$ K).	77
4.32	Efecto del flujo de calor sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($V_{\text{en}} =0.25$ m/s y $T_{\text{en}}=308$ K).	77
4.33	Efecto del flujo de calor sobre la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' =800\text{W/m}^2$ y $T_{\text{en}}=308$ K).	78

4.34	Efecto del flujo de calor sobre la energía cinética turbulenta en la cavidad ventilada ($q''=800\text{W/m}^2$ y $T_{\text{en}}=308\text{ K}$).	78
4.35	Efecto de la temperatura de entrada del fluido ($V_{\text{en}}=0.25\text{ m/s}$) sobre la relación η .	83
4.36	Efecto de la velocidad de entrada del fluido ($T_{\text{en}}=298\text{ K}$) sobre la relación η	83
4.37	Efecto del flujo de calor sobre la relación η ($V_{\text{en}}=0.25\text{ m/s}$).	84

LISTA DE TABLAS

Tabla		Página
1.1	Evolución del consumo de energía eléctrica (kWh/persona) en varios estados de la República Mexicana, (CFE, 2008)	2
3.1	Condiciones de frontera hidrodinámicas de la cavidad ventilada	30
3.2	Condiciones de frontera térmicas de la cavidad ventilada	30
4.1	Números de Rayleigh para la cavidad alargada cerrada	35
4.2	Números de Rayleigh para la cavidad alargada ventilada	35
4.3	Datos de temperaturas y números de Rayleigh utilizados por Betts y Bokhari (2000).	36
4.4	Independencia de malla con el modelo k- ϵ -r para $Ra=1.43 \times 10^6$.	37
4.5	Diferencia porcentual absoluta promedio respecto a los datos experimentales de Betts-Bokhari ($y^*=0.5$).	40
4.6	Comparación del número de Nusselt de correlaciones y de Fluent.	42
4.7	Diferencia porcentual respecto a los datos experimentales de Betts-Bokhari	44
4.8	Datos de la cavidad ventilada de Nielsen (1990).	48
4.9	Condiciones de entrada para la cavidad ventilada de Nielsen (1990).	48
4.10	Resultados de la transferencia de calor en la cavidad cerrada 3D.	53
4.11	Resultados del estudio de independencia de malla de la cavidad bidimensional.	57
4.12	Resultados de la transferencia de calor, números de Nusselt y coeficientes convectivos en la cavidad bidimensional.	59
4.13	Comparación de los resultados del número de Nusselt.	59
4.14	Comparación de los resultados del coeficiente convectivo de transferencia de calor para la cavidad bidimensional.	60

4.15	Datos seleccionados para las variables consideradas en el estudio de la cavidad ventilada	65
4.16	Estudio de independencia de malla de la cavidad ventilada.	65
4.17	Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos con una temperatura de entrada de 298 K.	80
4.18	Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos con una temperatura de entrada de 308 K.	80
4.19	Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos con una temperatura de entrada de 318 K.	81

NOMENCLATURA

a	Velocidad del sonido, m/s
A	Relación de aspecto, adimensional.
C_p	Calor específico, J/ (kg·K).
D	Ancho de la cavidad, m.
F_i	Fuerza i que actúa por unidad de volumen de fluido, N/m ³ .
g	Aceleración de la gravedad, m/s ² .
G_k	Generación de la energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación.
h	Coefficiente de transferencia de calor, W/m ² ·K.
\bar{h}	Coefficiente de transferencia de calor promedio, W/m ² ·K.
H	Altura de la cavidad, m.
k	Energía cinética turbulenta, m ² /s ² .
k_{en}	Energía cinética turbulenta en la entrada, m ² /s ² .
L	Longitud de la cavidad, m.
M_t	Número de Mach turbulento. $M_t = \sqrt{k/a^2}$
Nu	Número de Nusselt, adimensional. $Nu = (hL)/k$.
P	Presión, Pa.
P_k	Generación de la energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad.
Pr	Número de Prandtl, adimensional, $Pr = \nu/\alpha$.
q	Flux de calor, W/m ² .
Ra	Número de Rayleigh, adimensional. $Ra = g\beta\Delta TH^3/\nu\lambda$
Re	Número de Reynolds, adimensional. $Re = U_{en}\rho H/\mu$
T_∞	Temperatura absoluta, K.
T_c	Temperatura absoluta de la pared fría, K.
T_{en}	Temperatura absoluta del aire en la entrada de la cavidad, K.
T_h	Temperatura absoluta de la pared caliente, K.
U_{en}	Velocidad del aire en la entrada a la cavidad, m/s.
u_i	Velocidad instantánea en la dirección x , m/s.
\bar{u}_i	Velocidad promediada en el tiempo en la dirección i , m/s.
u'	Fluctuación instantánea de la velocidad, m/s.
v_i	Velocidad instantánea en la dirección y , m/s.
\bar{v}_i	Velocidad promediada en el tiempo en la dirección i , m/s.
v'	Fluctuación de la velocidad en la dirección y , m/s.
x_i, y_i	Coordenadas del sistema.
x^*, y^*	Coordenadas del sistema adimensionales.
Y_M	Contribución de fluctuación de la dilatación en la turbulencia compresible debida a la tasa de disipación.

α	Difusividad térmica, m^2/s .
β	Coefficiente de expansión térmica, $1/\text{K}$.
ΔT	Diferencia de temperatura entre las paredes de la cavidad, K . $\Delta T = T_h - T_c$
ε	Disipación de la energía cinética turbulenta, m^2/s^3 .
ε_{en}	Disipación de la energía cinética turbulenta en la entrada, m^2/s^3 .
η	Flux de calor en la pared izquierda/ flux de calor en pared derecha, adimensional.
λ	Conductividad térmica, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.
Γ_k	Difusividad efectiva de k , $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}^2$
Γ_ω	Difusividad efectiva de ω , $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}^2$
μ	Viscosidad dinámica, $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$.
μ_t	Viscosidad turbulenta, $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$.
Θ	Temperatura media (en escala absoluta), K .
ρ	Densidad, kg/m^3 .
σ_θ	Número de Prandtl turbulento, adimensional.
σ_k	Número de Prandtl turbulento para las ecuación de k , adimensional.
σ_ε	Números de Prandtl turbulento para la ecuación de ε , adimensional.
ν	Viscosidad cinemática, m^2/s .
ω	Razón de disipación de energía por unidad de volumen y tiempo, $1/\text{s}$.

AGRADECIMIENTOS

A mis papás Sergio y Maura y mi hermano Andrés; por todos los consejos y apoyo incondicional en todo lo que me disponga a hacer aunque esto suponga estar lejos de ustedes. ¡No podría lograr mis sueños sin ustedes a mi lado!

A mi amiga Karla que ha estado en las buenas y en las malas, cualquier día y a cualquier hora, y que me enseñó a confiar en el destino.

A viejos y nuevos amigos, los que están lejos y cerca, que siempre están para mí a todas horas en momentos felices y tristes de la vida. ¡Gracias!

Al Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox por ser mi asesor de tesis, el apoyo, amistad que me ha brindado y su paciencia para escucharme. ¡Muchas gracias!

Al Dr. Víctor Sánchez, por su amistad y enseñanzas, y por sus consejos siempre objetivos.

Al Posgrado en Ciencias de la Ingeniería y la Universidad de Sonora, por darme la oportunidad de ser parte de ésta 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.

El crecimiento de la población a nivel mundial y la búsqueda por incrementar los estándares de vida, ha aumentado en forma acelerada el uso de energía. Según cifras de la Agencia Internacional de Energía (IEA, 2007), el consumo total de energía a nivel mundial se incrementó en 66.02% durante el período 1973-2005. Según datos de la IEA, de la energía total consumida en el año 2005, el 43.4% se obtuvo del petróleo, el gas natural aportó el 15.6% y el carbón suministró el 8.3% por lo que aproximadamente el 68.3% de la energía total consumida en el mundo en el 2005 provino de combustibles de origen fósil. Este uso de combustibles fósiles para satisfacer la demanda mundial de energía es una de las principales fuentes de contaminación de la atmósfera. De acuerdo al Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC, 2002), en su quinto documento técnico sobre cambio climático y biodiversidad, han establecido que las emisiones de gases de invernadero han comprometido cierto grado de cambio climático en la tierra para el siglo XXI.

El clima es determinante en el consumo de energía en viviendas y edificios. En la Tabla 1 se presenta el consumo de electricidad por persona en varios estados de la República Mexicana, en donde se destacan por su alto consumo los estados de Sonora y Baja California. Los estados de Sonora y Baja California, tienen en una porción importante de su territorio un clima cálido-seco también llamado desértico, el cual se caracteriza por una precipitación inferior a los 400 mm al año y una temperatura media anual de entre 18 °C y 26 °C. Los diseños de edificios y viviendas actuales, requieren para lograr condiciones de confort en su interior la utilización de sistemas de climatización artificial, lo que explica los elevados consumos de electricidad.

Tabla 1.1 Evolución del consumo de energía eléctrica (kWh/persona) en varios estados de la República Mexicana [CFE, 2008].

ESTADO	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007
Baja California	278	286	299	309	278	282	271	269	280	271
Michoacán	100	101	105	107	106	102	103	102	102	101
Oaxaca	78	78	81	85	87	87	87	87	85	85
Puebla	91	95	102	102	103	100	97	98	98	99
Sinaloa	246	245	250	263	262	260	263	265	281	275
Sonora	302	310	325	330	312	313	306	313	320	317

El envolvente de una edificación (integrado por las paredes y techo) controla en buena medida el ambiente interior en cuanto a luz, temperatura y sonido. Desde el punto de vista térmico, sus características determinan la magnitud del flujo de calor que pasará hacia el interior de la vivienda o edificio. En el estado de Sonora actualmente el 80.9 % de las viviendas tiene muros hechos de: tabique, ladrillo, bloque o piedra; los cuales al tener valores bajos de resistencia térmica, permiten el paso de flujos de calor elevados durante los meses de verano.

Los bloques están constituidos principalmente por cemento y son el sistema constructivo más utilizado en nuestra región debido a que tiene ventajas sobre otros materiales como: bajo costo, durabilidad, fácil instalación, estabilidad, resistencia al fuego y bajo mantenimiento; pueden ser sólidos o huecos con dos o tres cavidades internas. Sin embargo, algunas desventajas del bloque son: (1) se puede romper por el encogimiento natural del concreto o el movimiento de la pared, y (2) su baja resistencia térmica. Por otro lado, los bloques de concreto se asemejan a un sistema de doble pared.

Por lo anterior, en este trabajo se plantea estudiar teóricamente una alternativa para disminuir las ganancias de calor a través de muros de viviendas y edificios durante el verano. Dicha alternativa consiste en la utilización de paredes dobles con ventilación como la que se muestra en la Figura 1.1. El sistema consta de dos paredes, una de las

cual recibe del exterior un flujo de calor que se considerará como uniforme y constante, mientras que la otra se mantiene a una temperatura constante. Las paredes están separadas por un espacio y tienen dos aberturas para permitir la circulación de aire proveniente del exterior. El aire circulante servirá como medio de transporte de la energía térmica hacia el exterior, con lo cual se pretende disminuir las ganancias de calor de la vivienda o edificio.

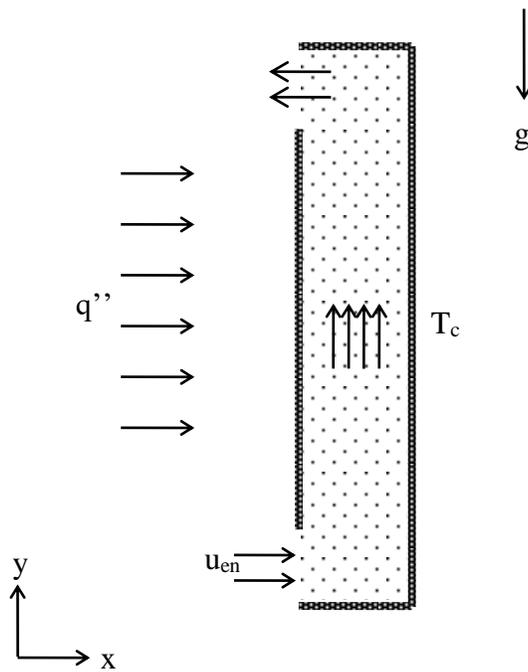


Figura 1.1. Modelo físico de la cavidad rectangular ventilada.

Debido a las dimensiones del sistema que se considera en este estudio, se considerará que el régimen de flujo del fluido (aire) en el sistema es turbulento. Como en ingeniería se está interesado en determinar sólo unas cuantas propiedades cuantitativas de los procesos turbulentos (en este caso, principalmente los coeficientes convectivos de transferencia de calor), con un esfuerzo computacional aceptable, se puede evitar predecir los efectos de cada remolino en el flujo trabajando con las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (aproximación RANS). Los modelos RANS

más populares son los k-épsilon ($k-\epsilon$) y k-omega ($k-\omega$), mismos que serán considerados en este trabajo. Sin embargo conviene mencionar que existen en la literatura una variedad de modelos tipo k-epsilon ($k-\epsilon$), de los cuales hay que determinar el más adecuado para el problema a resolver.

1.2. Objetivos

Objetivo General:

Estudiar numéricamente la transferencia de calor con flujo turbulento en una cavidad rectangular ventilada.

Objetivos particulares:

1. Obtener los campos de temperatura y los patrones de flujo en una cavidad alargada con ventilación.
2. Encontrar un modelo de turbulencia adecuado a la cavidad alargada ventilada.
3. Evaluar la transferencia de calor en la cavidad.

CAPÍTULO II

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En la literatura especializada, existen pocos trabajos publicados que presenten resultados numéricos y/o datos experimentales de la convección en cavidades alargadas. A continuación se describen brevemente los estudios disponibles.

2.1. Estudios experimentales

P.L. Betts y I.H. Bokhari (2000) realizaron un estudio experimental para investigar la convección natural del aire en una cavidad rectangular la cual es calentada diferencialmente (2.18 m de altura, 0.076 m de amplitud y 0.52 m de profundidad). Los resultados experimentales se obtuvieron con diferencias de temperatura entre las paredes verticales de 19.6°C y 39.9°C, que equivalen a números de Rayleigh basados en la amplitud de 0.86×10^6 y 1.43×10^6 . Para las condiciones seleccionadas, se observó que el flujo en el centro de la cavidad es totalmente turbulento y que las variaciones de las propiedades con respecto a la temperatura son muy pequeñas. Se midieron la temperatura media y turbulenta, así como las variaciones de velocidad dentro de la cavidad, los flux de calor y los esfuerzos cortantes turbulentos. Los campos de temperatura y flujo fueron casi bidimensionales, excepto cerca de las paredes frontal y posterior. Los resultados proporcionan un resultado de referencia (benchmark) para validar los modelos de turbulencia.

Nielsen (1990) presenta un estudio experimental de una cavidad ventilada con flujo turbulento, para la verificación de códigos numéricos. Las dimensiones de la cavidad estudiada son de: H=3 m, L=9 m, entrada del aire a=0.168 m y la salida del aire b=0.48 m. La velocidad de entrada del aire fue de $U_{en}=0.455$ m/s y un número de Reynolds basado en la altura de la entrada del aire de $Re=5000$. Para las condiciones de frontera turbulentas se consideró que $k_0=1.5 (0.04U_{en})^2$ y $\epsilon=k_0^{1.5}/(h/10)$, que corresponden a una

intensidad de la turbulencia de 4%. Se presentan resultados de los perfiles de la componente horizontal de la velocidad (u) en las posiciones: $x=H$, $x=2H$, $y=a/2$, $y=H-a/2$.

Zollner et al. (2002), realizaron un estudio experimental sobre la convección turbulenta mixta en sistemas de fachadas dobles transparentes para determinar los coeficientes globales promedio de transferencia de calor. La placa externa del canal vertical tiene rejillas orientadas horizontalmente en la fachada de vidrio externa, que sirven para permitir la circulación de aire. Se reportaron los valores del número de Nusselt promedio como función de número de Arquímedes.

2.2 Estudios numéricos.

Pérez-Segarra et al. (1995) realizaron estudios numéricos en cavidades bidimensionales utilizando diferentes variantes del modelo de turbulencia $k-\varepsilon$. Se analizaron los siguientes casos: 1) cavidad cuadrada con las paredes calentadas diferencialmente y dos relaciones de aspecto, $A=1$ (2.07 m x 2.07 m) y $A=30$ (1.8628 m x 0.0621 m); 2) cavidad cuadrada calentada diferencialmente (2.07 m x 2.07 m), con una entrada de aire en la parte superior de la pared caliente y una salida en la parte inferior de la pared caliente; 3) una cavidad cuadrada (2.07 m x 2.07 m) con las paredes verticales isotérmicas, una fuente de calor en el interior (q_v) y paredes adiabáticas en la parte superior e inferior. Se concluye que es necesario tener más datos experimentales para esclarecer las discrepancias entre los diferentes modelos de turbulencia; y para la cavidad con una relación de aspecto de 30 se encontró que los modelos $k-\varepsilon$ de Ince y Launder (IL) y Launder y Sharma (LS) dan las mejores predicciones comparándose con los datos experimentales.

Mootz et al (1996) realizaron un estudio numérico de la transferencia de calor con flujo laminar en una cavidad rectangular alargada ventilada, la cual representa una fachada ahorradora de energía en un edificio. La estructura analizada consiste de: una superficie

semitransparente, una superficie que absorbe la radiación solar y aislamiento térmico. Los autores consideraron la transferencia de calor conjugada (conducción y convección natural laminar) en la fachada ventilada, y se analizaron dos diferentes configuraciones para determinar la más adecuada en términos de reducción de la transferencia de calor. La modelación matemática fue bidimensional y se reportaron los campos de temperatura y flujo. Los resultados indicaron que un espaciamiento mayor favorece la recuperación de calor durante los periodos de asoleamiento.

Shunichi y Wakitani (1998) realizaron un estudio numérico de la convección natural bidimensional turbulenta de aire en una cavidad alargada calentada diferencialmente. Los resultados se obtuvieron utilizando el método de diferencias finitas para un amplio intervalo del número de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) y de la razón de aspecto ($10 \leq A \leq 24$), cubriendo desde la transición de un patrón de flujo unicelular a multicelular en estado permanente. Para relaciones de aspecto de 10 a 24, se analizaron las estructuras multicelulares incrementando el número de Rayleigh en forma gradual hasta un valor de 10^6 . Se encontró que el valor crítico de A es de 11.5 y del número de Rayleigh es de 8.5×10^3 . Cuando se incrementa la relación de aspecto, el número de Rayleigh crítico disminuye y se mantiene casi constante con un valor de 7×10^3 para $A > 20$. Sin embargo la estructura multicelular aparece en $Ra \approx 10^5$ para todas las relaciones de aspecto, con los núcleos en las partes superiores e inferiores de la cavidad.

Omri y S. Ben Nasrallah (1999) presentaron un estudio numérico de la convección mixta en estado transitorio del flujo laminar en una cavidad enfriada por aire, en la cual el fluido es inyectado a una temperatura inferior que la temperatura inicial de la cavidad. Se utilizó el método de elemento finito para discretizar las ecuaciones gobernantes. Se investigó el efecto de la ventilación sobre el enfriamiento de la cavidad y los campos térmicos e hidrodinámicos. El estudio paramétrico consistió en variar el número de Reynolds en el intervalo 10-500 y el número de Richardson en el intervalo 0.1-10. La eficiencia de enfriamiento se examinó en estado transitorio y permanente. Se estudiaron dos configuraciones: a) entrada del aire en la parte superior izquierda y salida en la parte

inferior derecha de la cavidad y b) entrada del aire en la parte inferior izquierda y salida en la parte superior derecha de la cavidad. En ambas configuraciones la temperatura en el centro de la cavidad es baja mientras que el número de Reynolds es grande, sin embargo el enfriamiento del aire es más efectivo cuando se tiene un número de Reynolds crítico y un valor de Richardson dado. También se encontró que el aire inyectado desde el fondo de la pared caliente es más efectivo en la disipación del calor.

Sylvie Lorente (2002) publicó una revisión de artículos que presentan resultados del flujo de calor a través de paredes con una estructura interna complicada. La autora analizó los trabajos correspondientes a la convección natural en cavidades alargadas cerradas calentadas diferencialmente y en ladrillos huecos. Se discute además la influencia del aire sobre la transferencia de calor y se llega a la conclusión de que las pérdidas de calor en edificios son mayormente debido a la transferencia de calor convectiva en el interior de los componentes de una edificación.

Y. Zhu et al. (2003) estudiaron la convección natural transitoria en una cavidad alargada con flujo laminar. La relación de aspecto de la cavidad es de 16 y el número de Prandtl de la cavidad es de 0.71. Principalmente se estudió la inestabilidad del flujo, es decir la formación de celdas, en una cavidad horizontal usando un algoritmo fraccional. Para obtener los resultados numéricos de la transferencia de calor se discretizaron las ecuaciones con respecto al tiempo y en dos dimensiones. Se encontró que para un Rayleigh en el intervalo de $1 \times 10^3 - 1 \times 10^5$ el número de Nusselt corresponde a los datos experimentales, pero cuando el número de Rayleigh toma un valor de $1 \times 10^5 - 6 \times 10^5$, el número de Nusselt presenta una desviación del 18% respecto a los datos experimentales.

Heinrich Manz, (2003) estudió la transferencia de calor por convección natural de aire dentro de cavidades rectangulares verticales, como las que se encuentran en fachadas dobles de edificios, con intervalos de relaciones de aspecto de 20, 40 y 80 usando el código FLOVENT. Las paredes verticales se consideraron isotérmicas y aisladas térmicamente las paredes superior e inferior. El número de Nusselt promedio se obtuvo

como función del número de Rayleigh (basado en el ancho de la cavidad), y fue comparado con cinco correlaciones reportadas en la literatura. El número de Nusselt calculado no se desvió más de 20% de las correlaciones. La desviación menor se obtuvo para una relación de aspecto de 20 (<10%).

Heinrich Manz (2004), analizó con el software FLOVENT fachadas dobles de vidrio con un panel ventilado, las cuales se utilizan principalmente en edificios comerciales. La construcción es parecida a un colector solar y por lo tanto, se alcanzan temperaturas altas en las fachadas durante el verano. Los resultados de la simulación numérica se compararon con datos derivados de una investigación experimental. Las distribuciones medidas y las calculadas muestran que la máxima temperatura ocurre en la parte de arriba donde se encuentran los motores eléctricos. El autor recomienda combinar un modelo óptico espectral y el modelo CFD que incluya convección, conducción y radiación, para analizar y mejorar las fachadas de vidrio dobles.

Zhou et al. (2004) realizaron un estudio numérico de la convección natural turbulenta transitoria en una cavidad alargada cerrada con dos números diferentes de Rayleigh: $Ra=0.86 \times 10^6$ y $Ra=1.43 \times 10^6$. Los resultados fueron obtenidos utilizando el software de CFD PowerFLOW, el cual utiliza el algoritmo de Lattice-Boltzmann. Los resultados fueron comparados con los datos experimentales de Betts y Bokhari. Se encontró que el algoritmo implementado representó correctamente la inestabilidad de Rayleigh Bernard en la convección cerca del número de Rayleigh crítico. También reproduce los campos de temperatura y velocidad experimentales para un número grande de razones de aspecto.

Nassim Safer et al. (2005) analizaron fachadas dobles (cavidades alargadas) ventiladas, parecidas a las que se están desarrollando y utilizando en los proyectos arquitectónicos actuales. Los objetivos de las fachadas son incrementar el confort interior y disminuir el consumo de energía. Los autores llevaron a cabo un estudio numérico utilizando CFD en una fachada doble compacta equipada con una persiana veneciana con convección

forzada en régimen laminar, para simulación numérica tridimensional se utilizó el software comercial FLUENT. Se llevó a cabo un estudio paramétrico para analizar el impacto de tres parámetros: ángulo de inclinación, posición de la persiana y posición de la salida de aire. Se encontró que la persiana es un obstáculo al flujo del aire y tiene un impacto grande sobre los perfiles de velocidad y que el ángulo de inclinación es solo importante en el caso de la persiana centrada con ventilación hacia el exterior. El impacto de cambiar la posición de la salida del aire es para reducir el impacto del ángulo de inclinación sin tener impacto significativo sobre los perfiles de velocidad.

Xamán, et al. (2005), estudiaron numéricamente la convección natural laminar y turbulenta en una cavidad alargada bidimensional con diferentes relaciones de aspecto (20, 40 y 80), y con un intervalo del número de Rayleigh de 1×10^2 a 1×10^8 . Se compararon cuatro diferentes modelos de turbulencia tipo k- ϵ con resultados experimentales, encontrándose que el modelo de Ince y Launder proporciona una mejor predicción de la transferencia de calor. Se obtuvieron correlaciones del número de Nusselt convectivo para intervalos del número de Rayleigh de 10^2 - 10^6 para flujo laminar y de 10^4 - 10^8 para flujo turbulento.

Xamán, et al. (2008) cuantificaron el efecto de la radiación térmica superficial sobre la convección natural turbulenta en cavidades alargadas. Se realizó un estudio paramétrico variando: el número de Rayleigh en el intervalo 10^9 - 10^{12} , la relación de aspecto de 20, 40 y 80 y la emisividad de 0.0-1.0. La máxima contribución porcentual de la radiación superficial en la transferencia de calor total fue de 15.19% ($Ra = 10^9$, $A=20$ y $\epsilon=1.0$) y el porcentaje mínimo fue de 0.5% ($Ra=10^{12}$, $A=80$ y $\epsilon=0.2$). Los resultados indican que la radiación superficial no modifica significativamente el patrón del flujo en la cavidad, salvo algunos efectos despreciables en la parte superior de la cavidad. El número de Nusselt radiativo promedio para un valor de emisividad fijo se mantiene constante, indicando que no hay influencia significativa del intercambio radiativo entre las paredes de la cavidad sobre la convección natural en la cavidad.

Zhu, (2008) presentaron resultados numéricos de la convección natural en una cavidad alargada con una razón de aspecto de 16:8:1, para números de Rayleigh en el intervalo $2 \times 10^5 \leq Ra \leq 4 \times 10^6$. Se usó la técnica de simulación numérica directa (DNS) para estudiar la convección natural en tres dimensiones y se aplicó la aproximación de Boussinesq; los datos numéricos obtenidos fueron comparados con los datos experimentales de Betts-Bokhari (2000). Se encontró que los resultados coinciden con los datos experimentales y que hay una consistencia cuantitativa de los perfiles de temperatura y velocidad en el centro de la cavidad. Los resultados numéricos en la cavidad alargada muestra que los flujos con número de Rayleigh altos pierden su simetría y se comportan como totalmente turbulentos.

Chico et al. (2008) realizaron la simulación numérica para la predicción del flujo turbulento por convección natural en cavidades, en el cual se utilizaron diferentes modelos de turbulencia de dos ecuaciones, el estudio tuvo la finalidad de mostrar las generalidades, precisión y características específicas de cada modelo en la convección natural. Se analizó la cavidad considerando tres diferentes relaciones de aspecto: 30, 5 y 4. Todos los casos fueron resueltos con números de Rayleigh moderados y/o de transición (2.43×10^{10} , 5×10^{10} y 1×10^{10}). Todos los resultados de las simulaciones son comparados con datos experimentales y/o datos de simulaciones numéricas directas disponibles en la literatura. Los modelos probados fueron el de Ince y Launder (IL, 1989), Goldberg, Perroomian, y Chakravarthy (GPC, 1998), Wilcox, D. C. (WX88, 1988) y (WX93, 1993) y Peng–Davidson–Holmberg (PDH+D, 1999). Se encontró que los modelos de dos ecuaciones de bajo Reynolds fueron los que trabajaron razonablemente bien cuando resuelven capas límite donde la intensidad de la turbulencia se incrementa de la pared al centro de la cavidad. Para la cavidad $A=30$ todos los modelos muestran un comportamiento interesante para predecir el número de Nusselt y la velocidad vertical (v).

2.3 Conclusión de la revisión bibliográfica.

De los estudios presentados previamente, en diez de ellos se lleva a cabo el estudio numérico en cavidades rectangulares alargadas cerradas (Pérez-Segarra et al. (1995), Chico et al. (2008), Sylvie Lorente (2002), Y. Zhu et al. (2003), Heinrich Manz (2003), Y. Zhou et al. (2004), Xamán et al. (2004) y (2008), Shunichi y Wakitani, (1998) y Yang Zhu et al. (2003)) y cuatro de ellos en cavidades alargadas ventiladas (F. Mootz et al (2008), Omri and S. Ben Nasrallah (1999), Heinrich Manz [2004] y Nassim Safer et al. (2005). Únicamente en el trabajo de Heinrich Manz (2004), se estudia una cavidad alargada ventilada considerando transferencia de calor en régimen turbulento, pero en fachadas dobles de vidrio. Por lo tanto, se puede establecer que existe un área de estudio no reportada en la literatura especializada, correspondiente al estudio de la transferencia de calor en fachadas dobles compuestas de paredes opacas (muros dobles) con ventilación, considerando un régimen turbulento del fluido.

Los resultados de Pérez-Segarra et al. (1995) y 2008, Mootz et al. (1996), Shunichi y Wakitani (1998), Omri y S. Ben Nasrallah (1999), Zhu et al. (2003), Xamán et al. (2005) y (2008) y Zhu et al. (2008) fueron obtenidos con código propio; mientras los demás trabajos fueron obtenidos utilizando software comercial, H. Manz, (2003) y (2004) utilizó el software FLOVENT, Y. Zhou (2004) usó PowerFLOW y Nassim (2005) utilizó el software Fluent. Como se puede apreciar, el uso de software comercial ha aumentado con el paso de los años principalmente, por que se pueden obtener los resultados con mayor rapidez, sin embargo es conveniente mencionar que cuando se utiliza software de uso general es necesario llevar a cabo un proceso riguroso de verificación y validación de los resultados teóricos. Por lo anterior en el presente trabajo se decidió utilizar el software comercial Fluent.

CAPITULO III

METODOLOGÍA

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

3.1. Descripción del problema físico

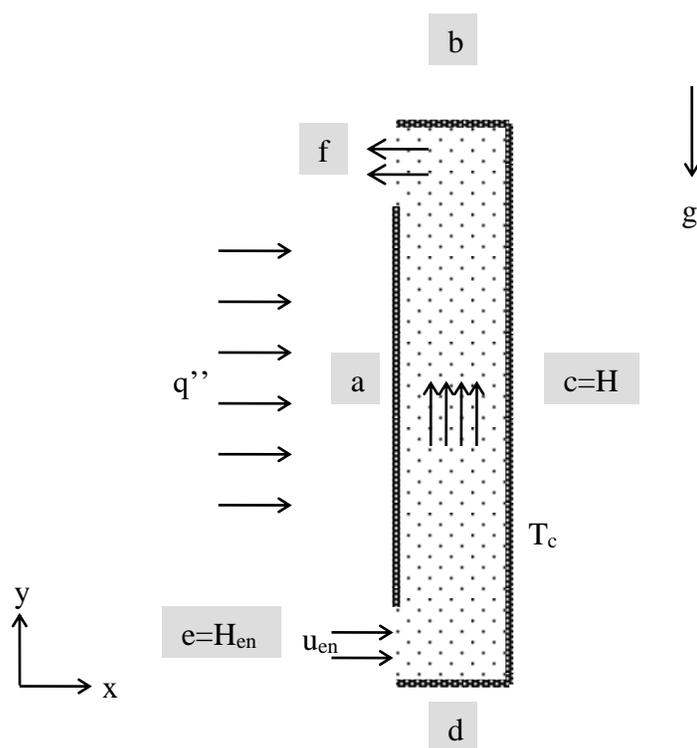


Figura. 3.1. Modelo físico de la cavidad ventilada del presente proyecto.

En este trabajo se estudia la transferencia de calor por convección mixta en una cavidad ventilada (Figura 3.1). El sistema consta de dos paredes verticales, una de las cual recibe del exterior un flujo de calor uniforme y constante q (pared izquierda), mientras que la

pared derecha se mantiene a una temperatura baja y uniforme T_c , las dos paredes restantes (paredes inferior y superior) son adiabáticas, por lo tanto, no hay flujo de calor a través de éstas paredes. Las paredes están separadas por un espacio de aire y tienen dos aberturas para permitir la circulación de aire proveniente del exterior. El aire circulante servirá como medio de transporte de la energía térmica hacia el exterior, disminuyendo las ganancias de calor de la vivienda o edificio.

3.2. Descripción del modelo matemático

Para el estudio del comportamiento térmico del problema propuesto, se planteará el modelo matemático consistente en las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Tomando en cuenta las dimensiones de la cavidad se considera un flujo de fluido en régimen turbulento.

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.

Ecuación de Continuidad

Esta ecuación se deriva de aplicar el principio de conservación de masa. La ecuación resultante es conocida como la ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad, la cual describe el flujo neto de masa saliendo del volumen de control (VC) a través de sus fronteras. En notación vectorial se tiene:

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

Ecuación de Conservación de Cantidad de Movimiento

La ecuación de movimiento es la representación matemática de la segunda ley de Newton. La segunda ley de Newton establece que el incremento temporal del momento lineal en el Volumen de Control (VC), más el flujo neto de momento lineal de salida del VC debe 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 (entre ellas la fuerza de la gravedad, centrífuga, coriolis, eléctrica y magnética, las cuáles serán representadas como F_i). Las fuerzas superficiales actúan directamente sobre la superficie del VC del fluido, como son la presión ejercida sobre la superficie impuesta por el fluido exterior al VC y las fuerzas causadas por las tensiones viscosas (normales y tangenciales) actuando sobre la superficie del VC también causado por el fluido exterior al VC por contacto directo.

Este balance producirá tres ecuaciones diferenciales parciales, una para cada dirección del sistema coordenada (x,y). La forma general de la ecuación de conservación de momento para fluidos newtonianos, en notación tensorial, es:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + F_i \quad (3.2)$$

$$\text{Para cada } i=x,y \text{ y } j=x,y \text{ y } \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i=j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases}$$

Ecuación de Conservación de Energía

La ecuación de energía es la primera ley de la termodinámica, y afirma que la cantidad de cambio de energía en cualquier sistema aislado de una partícula fluida es igual a la

cantidad de calor adicionado al elemento fluido más la cantidad de trabajo realizado sobre la partícula. En resumen, la ley de la conservación de la energía afirma que la energía no puede crearse ni destruirse, sólo se puede cambiar de una forma a otra.

En otras palabras, se expresa que el flujo neto de salida de energía interna más cinética, mas el incremento temporal de energía interna más cinética al interior del VC, debe ser igual al trabajo realizado sobre el VC, más el flujo neto de calor entrante al VC (transferencia de calor a través de las caras del VC debido a los gradientes de temperatura) más la energía neta aportada al VC (este término es debido a la absorción o emisión de calor, energía absorbida ondas electromagnéticas, este será agrupado como Φ).

$$\frac{\partial(\rho C_p T u_j)}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial(u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Phi \quad (3.3)$$

Para cada $j=x,y$

3.2.1 Modelado de la Turbulencia

El objetivo de las investigaciones en este campo ha sido desarrollar modelos matemáticos y conceptos físicos para soportar las leyes del movimiento. Existen varias categorías o familias de modelos para flujos turbulentos y la mayoría se subdividen en subcategorías. A continuación se describen brevemente las principales familias de modelos de turbulencia.

- 1) Las ecuaciones del modelo se obtienen promediando las ecuaciones de movimiento en el tiempo sobre una coordenada, en la cual el flujo medio no varía. Esta aproximación se llama cerradura de un punto y produce un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales llamadas ecuaciones de *Navier-Stokes promediadas de Reynolds* (RANS, *Reynolds-Averaged Navier-Stokes*).

- 2) La segunda categoría es la simulación de remolinos grandes (LES, *Large-Eddy Simulation*), la cual resuelve los movimientos de las escalas más grandes del flujo mientras se aproximan o se modelan sólo los movimientos de escalas pequeñas. Puede considerarse como un tipo de arreglo entre los métodos de cerradura de un punto y la simulación numérica directa.
- 3) Finalmente, la tercera categoría es la simulación numérica directa (DNS, *Direct Numerical Simulation*), en la cual las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven para todas las escalas de movimientos en un flujo turbulento.

Conforme se ordenaron las categorías mencionadas anteriormente, se utilizan menos aproximaciones, lo cual hace que los métodos sean más exactos. Sin embargo, el tiempo de cálculo se incrementa considerablemente.

El principal énfasis en esta investigación es sobre las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo (*RANS*). El proceso de promediación en el tiempo de las distintas variables se conoce como un tipo de promediación de Reynolds.

Ecuaciones de Navier-Stokes Promediadas de Reynolds (RANS)

Los ingenieros están normalmente interesados en saber sólo unas cuantas propiedades cuantitativas de los procesos turbulentos, lo que evita la necesidad de predecir los efectos de cada remolino en el flujo. Reynolds, en 1895, propuso una aproximación que proporciona información acerca de las propiedades promediadas en el tiempo de un flujo, por ejemplo, las velocidades medias, la presión media, los esfuerzos medios, etc. Esta es la “aproximación promediada de Reynolds”.

En las aproximaciones promediadas de Reynolds de 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 modelarse. La complejidad de la turbulencia hace

improbable que cualquier modelo promediado de Reynolds sencillo sea capaz de representar todos los tipos de flujos, de esta manera los modelos de turbulencia se consideran como aproximaciones en ingeniería más que leyes científicas.

A partir del concepto de la descomposición de Reynolds, se pueden deducir las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas en el tiempo por sustituir las expresiones para cada variable y realizar un promedio temporal sobre toda la ecuación. Este tratamiento de las ecuaciones dará como resultado cuatro ecuaciones de Navier-Stokes (conservación de masa y tres de momento) más una ecuación de la energía.

A continuación se muestran las ecuaciones promediadas en el tiempo en notación tensorial, para flujo incompresible, considerando sólo las fuerzas de flotación, despreciando la disipación viscosa y en estado permanente:

Continuidad:

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

Movimiento:

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

Energía:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{T u_j} \right] \quad (3.6)$$

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

Tal como se aprecia, las ecuaciones anteriores, no han tenido gran modificación, exceptuando que las variables principales son las componentes medias. El término adicional para la ecuación de cantidad de movimiento (3.5) es un tensor simétrico que

introduce 6 nuevas incógnitas y es conocido como el tensor de esfuerzos de Reynolds ($\overline{\rho u_i u_j}$). El cual, a diferencia de tensor de esfuerzos viscosos, este se origina por la transferencia de momento 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, como se mostrará más adelante, es muy utilizada para de simular las ecuaciones de turbulencia debido a su relación con el fenómeno de turbulencia.

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

Paralelamente, al tensor de Reynolds, aparece en la ecuación de energía (3.6) un campo fluctuante de velocidades y temperaturas, el cual introduce 3 nuevas incógnitas ($\overline{\rho T' u_j}$) conocido como el vector de flujo de calor turbulento.

Finalmente, después del promedio temporal de las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía, han surgido 9 incógnitas adicionales a las 5 que ya se tenían (son precisamente estas 9 incógnitas que permiten advertir las diferencias conceptuales entre régimen laminar y turbulento, es decir, las que imponen las diferencias entre las dos regímenes). En total se tienen 14 incógnitas por solo 5 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. Para obtener nuevas ecuaciones se introducen simplificaciones para obtener los momentos de segundo orden en las ecuaciones de Navier-Stokes.

En la mayoría de los modelos de la familia del RANS es usada la energía cinética turbulenta (k) y la disipación de energía cinética turbulenta (ϵ) 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 turbulenta (EVM, *Eddy Viscosity Models*).

Dentro de la categoría de EVM existen modelos de cero ecuaciones, de una ecuación y de dos ecuaciones; lo cual se refiere a la cantidad de ecuaciones diferenciales adicionales para cerrar el problema de turbulencia. A continuación se describen algunos modelos de turbulencia de dos ecuaciones, de la familia RANS en la categoría de EVM.

3.2.2. Modelos k-epsilon (k - ϵ)

Existen muchos modelos k - ϵ presentados en la literatura, la mayoría de ellos se encuentran en la forma de capa límite. De los diversos modelos k - ϵ desarrollados, ocupa un lugar importante el modelo de Jones y Launder (1972), conocido como k - ϵ estándar cuyos coeficientes fueron ajustados poco después por Launder y Sharma (1974); éste se encuentra dentro de la categoría de los modelos de bajo número de Reynolds. El modelo k - ϵ es el más conocido y se utiliza en prácticamente todos los programas comerciales para estudio de fluidos.

3.2.2.1 Modelo k-ε estándar

El modelo k-ε es un modelo semi-empírico basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε). En la derivación del modelo, se asume que el flujo es totalmente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Por lo tanto, el modelo k-ε es solamente válido para flujos totalmente turbulentos. A continuación se presentan las expresiones matemáticas del modelo k-ε estándar (Launder y Spalding, 1972):

Energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k + G_k - \rho\varepsilon - Y_M \quad (3.8)$$

Disipación de la energía cinética turbulenta (ε):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon)}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] \\ & + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} [P_k + C_{3\varepsilon} G_k] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (3.9)$$

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 y ε, respectivamente. En forma matemática se tiene:

$$P_k = -\rho\mu_t \left[2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (3.10)$$

$$G_k = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (3.11)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

Y_M representa la contribución de fluctuación de la dilatación en la turbulencia compresible debida a la tasa de disipación y se calcula:

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (3.13)$$

Donde M_t es el número de Mach turbulento y se define como:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (3.14)$$

Donde a es la velocidad del sonido ($a = \sqrt{\gamma \mathcal{R} \bar{T}}$). Los coeficientes del modelo son:

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

3.2.2.2 Modelo k-ε realizable (k-ε-r)

Además del modelo k-ε estándar, también existe el modelo k-ε-realizable (Shih et al. 1995). El término realizable, significa que el modelo satisface ciertas limitaciones en el término de los esfuerzos normales, consistentemente con la física de los flujos turbulentos. Para entender esto hay que considerar que se combina la aproximación de Boussinesq y la definición de la viscosidad turbulenta para obtener la siguiente expresión para el esfuerzo normal de Reynolds en un flujo incompresible:

$$\overline{u'_i u'_i} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (3.15)$$

El modelo k-ε realizable se diferencia de los modelos k-ε tradicionales introduciendo lo siguiente:

- Una nueva ecuación para la viscosidad turbulenta, involucrando la variable C_μ , originalmente propuesta por Reynolds.
- Una ecuación nueva para la disipación de la energía cinética turbulenta, basada en la ecuación de la raíz media de la fluctuación de la vorticidad.

Y utilizando la ecuación de la viscosidad turbulenta (ec. 3.12) para obtener una relación para la viscosidad cinemática turbulenta:

$$\nu_t \equiv \frac{\mu_t}{\rho} \quad (3.16)$$

Se tiene que el esfuerzo normal $\overline{u'_i u'_i}$, (que por definición es una cantidad positiva), se vuelve negativo, por lo tanto “no realizable” cuando se cumple lo siguiente:

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (3.17)$$

El modelo k-ε realizable, fue propuesto por Shih et al. 1995, para hacer frente a estas deficiencias de los modelos k-ε tradicionalmente utilizados; adoptando una ecuación nueva para la viscosidad turbulenta involucrando la variable C_μ originalmente propuesta por Reynolds y una ecuación para la disipación (ε) basada en la ecuación dinámica de la fluctuación de la vorticidad. Por lo tanto, las ecuaciones para el modelo k-ε realizable es:

Energía cinética turbulenta (k):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \bar{u} k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} k)}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] \\ &+ P_k + G_k - \rho \varepsilon - Y_M \end{aligned} \quad (3.18)$$

Disipación de la energía cinética turbulenta (ε):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + \rho C_1 \\ - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \end{aligned} \quad (3.19)$$

Donde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.20)$$

$$\eta = S \frac{\kappa}{\varepsilon} \quad (3.21)$$

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.22)$$

La diferencia entre el modelo k- ε y el k- ε realizable, es que C_μ no es constante, su forma ahora es:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{\kappa U^*}{\varepsilon}} \quad (3.23)$$

Donde:

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.24)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}w_k \quad (3.25)$$

Siendo $\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} w_k$ y $\overline{\Omega_{ij}}$ que es el tensor de rotación visto desde el punto de referencia de la velocidad angular (w_k).

Las constantes A_0 y A_s están dadas por: $A_0 = 4.04$ y $A_s = \sqrt{6} \cos\phi$, donde:

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (3.26)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}} \quad (3.27)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (3.28)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.29)$$

Los coeficientes son los siguientes:

$C_{1\varepsilon} = 1.44$	$C_{2\varepsilon} = 1.9$	$C_{3\varepsilon} = \tanh\left \frac{\bar{v}}{\bar{u}}\right $	$\sigma_k = 1.0$	$\sigma_\varepsilon = 1.2$
---------------------------	--------------------------	--	------------------	----------------------------

3.2.3 Modelo k-omega (k- ω)

Es el primer modelo de turbulencia completo, ya que además de tener una ecuación para modelar k tiene un parámetro; que corresponde a “la razón de disipación de energía por unidad de volumen y tiempo”. Las ecuaciones para el modelo k- ω son (Wilcox, 1998):

$$\frac{\partial(\rho \bar{u} k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v} k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial y} \right) + G_k - Y_k \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}\omega)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\omega)}{\partial y} = \left(\Gamma_{\omega} \frac{\partial\omega}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_{\omega} \frac{\partial\omega}{\partial y}\right) + G_{\omega} - Y_{\omega} \quad (3.31)$$

Donde el término G_{κ} representa la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad y G_{ω} es la generación de ω . Γ_{κ} y Γ_{ω} representan la difusividad efectiva de κ y ω , respectivamente. Las difusividades efectivas para el modelo k y ω son:

$$\Gamma_{\kappa} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\kappa}} \quad (3.32)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (3.33)$$

Donde σ_{κ} y σ_{ω} son los números de Prandtl turbulentos para k y ω respectivamente, y la viscosidad turbulenta se calcula de la siguiente forma:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.34)$$

$$\alpha^* = \alpha_{\infty}^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_{\kappa}}{1 + \text{Re}_t / R_{\kappa}} \right) \quad (3.35)$$

donde:

$$\text{Re}_t = \frac{\rho \kappa}{\mu \omega} \quad (3.36)$$

$$R_{\kappa} = 6 \quad (3.37)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (3.38)$$

$$\beta_i = 0.072 \quad (3.39)$$

El término G_k representa la producción de la energía cinética turbulenta donde:

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \quad (3.40)$$

Y la producción de ω está dada por:

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{\kappa} G_k \quad (3.41)$$

El coeficiente α es calculado con la siguiente ecuación.

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right) \quad (3.42)$$

El término para la disipación de k está dado por:

$$Y_k = \rho \beta^* f_\beta \kappa \omega \quad (3.43)$$

Donde:

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \lambda_\kappa \leq 0 \\ \frac{1 + 680 \lambda_\kappa^2}{1 + 400 \lambda_\kappa^2} & \lambda_\kappa > 0 \end{cases} \quad (3.44)$$

$$\lambda_\kappa \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.45)$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (3.46)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4} \right) \quad (3.47)$$

El término para la disipación de ω está dado por:

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (3.48)$$

donde:

$$f_{\beta^*} = \frac{1 + 70\tilde{\lambda}_\omega}{1 + 80\tilde{\lambda}_\omega} \quad (3.49)$$

$$\tilde{\lambda}_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta_\infty^*\omega)^3} \right| \quad (3.50)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.51)$$

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (3.52)$$

$$\zeta^* = 1.5 \quad (3.53)$$

La función de compresibilidad está dada por:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (3.54)$$

Donde:

$$M_t^2 \equiv \frac{2\kappa}{a^2} \quad (3.55)$$

$$M_{t0} = 0.25 \quad (3.56)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.57)$$

Los valores de los coeficientes son:

$\alpha_\infty^* = 1$	$\alpha_\infty = 0.52$	$\alpha_0 = \frac{1}{9}$	$\beta_\infty^* = 0.09$	$\beta_i = 0.072$
$R_\beta = 8$	$R_\kappa = 6$	$R_\omega = 2.95$	$\sigma_\kappa = 2.0$	$\sigma_\omega = 2.0$

3.3 Condiciones de frontera.

En la Figura 3.3 se muestra el esquema de la cavidad alargada con el dominio extendido y en las Tablas 3.1-3.2 se indican las condiciones de frontera hidrodinámicas y térmicas correspondientes.

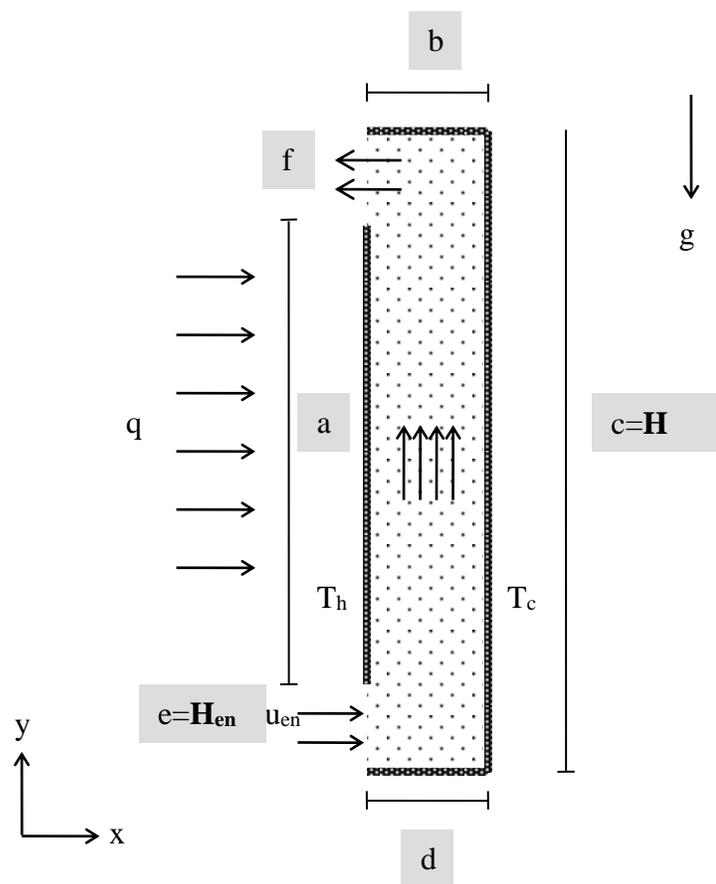


Figura 3.2. Modelo físico de la cavidad ventilada.

Tabla 3.1. Condiciones de frontera hidrodinámicas de la cavidad ventilada.

a)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}\right)_{x=0} = 0$
b)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}\right)_{y=2m} = 0$
c)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}\right)_{x=0.1m} = 0$
d)	Pared Norte	$\bar{u} = \bar{v} = 0$
e)	Pared Este	$\bar{u} = \bar{v} = 0$
f)	Pared Sur	$\bar{u} = \bar{v} = 0$
g)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}\right)_{y=0} = 0$
h)	Entrada	$\bar{u} = U_{en}$
i)	Pared Oeste	$\bar{u} = \bar{v} = 0$

Tabla 3.2. Condiciones de frontera térmicas de la cavidad ventilada.

a)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right)_{x=0} = 0$
b)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right)_{y=2m} = 0$
c)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right)_{x=0.1m} = 0$
d)	Pared Norte	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right)_{y=2m} = 0$
e)	Pared Este	$\bar{T} = \bar{T}_c$
f)	Pared Sur	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right)_{y=0} = 0$
g)	Dominio extendido	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right)_{y=0} = 0$
h)	Entrada	$\bar{T} = \bar{T}_{en}$
i)	Pared Oeste	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right)_{x=0} = \frac{q_s''}{k}$

Condiciones de frontera para las cantidades turbulentas k y ε (Nielsen 1990):

Energía cinética turbulenta en la entrada:

$$k_{en} = 1.5(0.04U_{en})^2 \quad (3.58)$$

Disipación de energía cinética turbulenta en la entrada:

$$\varepsilon_{en} = \frac{(k_{en})^{0.5}}{H_{en}} * 0.1 \quad (3.59)$$

3.4 Solución del modelo matemático.

Debido a que las ecuaciones gobernantes del problema no tienen solución analítica, este se resolvió utilizando el software FLUENT, el cuál está basado en el método numérico de volumen finito, por lo cual se dará una breve descripción del mismo.

El punto de inicio del método de volumen finito es usar la forma integral de las ecuaciones de conservación. El dominio de estudio se subdivide en un número finito de volúmenes de control (VC) contiguos y las ecuaciones de conservación se aplican a cada volumen de control. En el centro de cada VC se coloca un nodo computacional en el cual las variables son calculadas. Se interpola para expresar los valores de las variables en las superficies de los VC en términos de los valores nodales, como resultado se obtiene una ecuación algebraica para cada VC, en la cual aparecen valores de los nodos vecinos.

Para determinar los flujos totales en las caras del volumen de control, es necesario conocer los flujos convectivos y los difusivos, por lo cual se requiere un esquema de discretización para los términos convectivos; ya que para la aproximación del gradiente difusivo, se

recomienda usar el esquema de diferencias centradas. Se tienen esquemas de bajo y alto orden; los esquemas de bajo orden siempre utilizan uno o dos puntos para la aproximación en la interfase del volumen de control. Los esquemas convencionales son:

- a) Diferencias centradas. Usa el promedio de los dos valores nodales más cercanos a la frontera para aproximar a la variable.
- b) Upwind. Aproxima 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. Es una modificación del esquema híbrido en base un esquema exponencial, presenta mejores resultados que el esquema híbrido.
- e) QUICK. Es un esquema de alto orden en términos del truncamiento de la serie de Taylor; la ventaja del uso de esquemas de alto orden es que éstos involucran más nodos vecinos y reducen los errores de discretización. El esquema QUICK involucra tres valores hacia adelante con una interpolación cuadrática para los valores en la interfase del volumen de control.

Para la solución de las ecuaciones se utiliza un algoritmo para acoplar las ecuaciones de momento y masa, conocido como algoritmo SIMPLEC, con el cual se realizan las iteraciones necesarias para obtener el resultado. El algoritmo SIMPLEC se puede resumir de la siguiente manera:

1. Se establece la condición inicial de las propiedades; de cada componente de la velocidad, de la presión, la temperatura, la energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
2. Se obtiene la solución aproximada del campo de velocidad, resolviendo las ecuaciones de momento a partir de un campo de presión supuesto.
3. Se calcula la corrección de presión.
4. Se obtiene la corrección de las velocidades.

5. Se determinan los valores actualizados de las variables.
6. Se resuelven la ecuación de energía, la energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta y se verifica la convergencia en cada paso de tiempo, en caso de no satisfacerse el criterio de convergencia entonces se actualizan los valores para repetir todos los pasos nuevamente.
7. Alcanzada la convergencia al estado permanente (o un tiempo máximo) se determina el valor del número de Nusselt total a partir del campo de temperatura.

Como se mencionó previamente, en este trabajo se llevó a cabo la solución numérica del problema con el software Fluent. El software Fluent usa tecnología de mallado no estructurado, es decir la malla consiste de elementos como cuadriláteros y triángulos en simulaciones 2D, de hexaedros, pirámides, prismas y tetraedros en simulaciones 3D. También, permite elegir entre varios modelos de turbulencia como lo son: el $k-\epsilon$ estándar, $k-\epsilon$ realizable y $k-\epsilon$ RNG, $k-\omega$ estándar y $k-\omega$ SST, y el modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM) que es un modelo de turbulencia de 5 ecuaciones; así como seleccionar esquemas de solución y de métodos numéricos avanzados que garantizan resultados precisos. Fluent utiliza el método de volumen finito en el tratamiento de las ecuaciones, y se pueden elegir entre varios esquemas de discretización como: upwind de primer y segundo orden, ley de potencia, QUICK y MUSCL (Van Leer, 1979).

Los modelos de turbulencia probados con el software Fluent fueron modelos de dos ecuaciones. De éstos, dos modelos son de la familia k -epsilon: el $k-\epsilon$ estándar y $k-\epsilon$ realizable y uno de la familia $k-\omega$ ($k-\omega$ estándar).

CAPITULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo primero se presentan los resultados de la comparación con los datos experimentales del artículo de Betts y Bokhari (2000), el cual corresponde a un estudio efectuado en una cavidad alargada cerrada calentada diferencialmente; la relación de aspecto de es de 28, por lo que debido a las dimensiones de la cavidad tenemos que el movimiento del aire en el interior se caracteriza por ser de régimen turbulento. Adicionalmente se muestra la comparación con los datos experimentales de Nielsen (1990) que corresponde a una cavidad rectangular isotérmica ventilada con dimensiones de 3x9 m.

Una vez realizado el proceso de verificación y validación de los resultados numéricos obtenidos con Fluent, se procedió a obtener resultados en dos problemas: convección natural en una cavidad cerrada calentada diferencialmente con una relación de aspecto de 20 y en la cavidad ventilada con la misma relación de aspecto. Una descripción detallada de se proporciona enseguida.

Por otro lado, el número de Rayleigh (Ra) de un fluido es un número adimensional asociado con la transferencia de calor por convección natural. Cuando el número de Rayleigh está por debajo de un cierto valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por conducción; cuando está por encima del valor crítico, la transferencia de calor se produce principalmente por convección. El número de Rayleigh también sirve para conocer el tipo de régimen al cual corresponde a nuestro estudio, y cuando éste se encuentra arriba de magnitudes de 10^6 se tiene que es un fluido en régimen turbulento. En las Tablas 4.1 y 4.2, se presentan los resultados del número de Rayleigh para la cavidad alargada cerrada y la cavidad alargada ventilada, ambas con una relación de aspecto de 20.

Tabla. 4.1. Números de Rayleigh para la cavidad alargada cerrada.

	ΔT (K)		
	10	20	30
$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\lambda}$	7.92×10^9	1.58×10^{10}	2.38×10^{10}

Tabla. 4.2. Números de Rayleigh para la cavidad alargada ventilada.

	q'' (W/m ²)		
	600	800	1000
$Ra^* = \frac{g\beta q'' H^4}{\alpha\nu\lambda}$	3.44×10^{10}	4.58×10^{10}	5.73×10^{10}

Donde:

$$\beta = 0.00343 \text{ 1/K}$$

$$\nu = 1.511 \times 10^{-05} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.0000263 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$H = 2 \text{ m}$$

$$C_p = 1.007 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$\rho = 1.1614 \text{ kg/m}^3$$

$$\alpha = 2.24877 \times 10^{-05} \text{ m/s}$$

4.1. Validación con los datos experimentales de Betts y Bokhari (2000).

La cavidad estudiada experimentalmente por Betts y Bokhari corresponde a una cavidad alargada cerrada, con una relación de aspecto de 28 (2.18 m de altura y 0.076 de ancho) como la mostrada en la Figura 4.1. Los datos de las temperaturas de las paredes se presentan en la Tabla 4.3, que corresponden a números de Rayleigh (calculados con el ancho de la cavidad) de 0.86×10^6 y 1.43×10^6 .

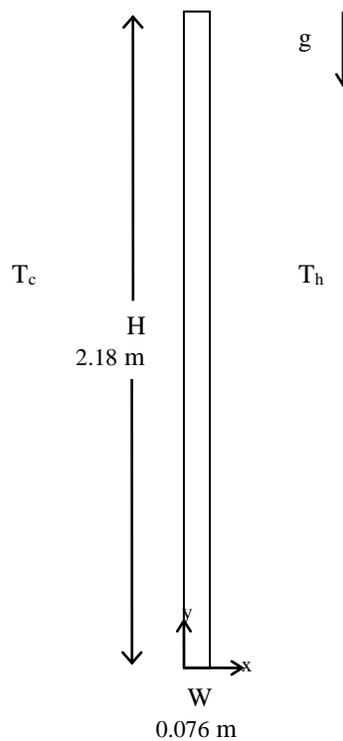


Figura 4.1 Modelo físico de la cavidad de Betts y Bokhari (2000).

Tabla 4.3 Datos de temperaturas y números de Rayleigh utilizados por Betts y Bokhari (2000).

	$Ra=0.86 \times 10^6$	$Ra=1.43 \times 10^6$
T_c (°C)	15.1	15.6
T_h (°C)	34.7	54.7
ΔT	19.6	39.9

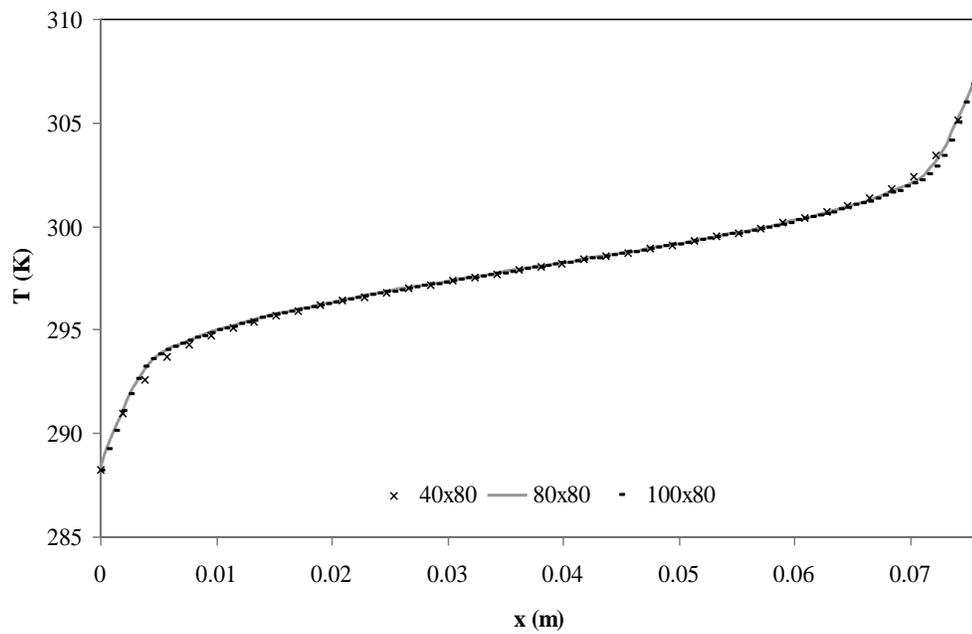
La comparación de los datos obtenidos numéricamente con el software Fluent y los datos experimentales reportados por Betts y Bokhari, se realizó utilizando diferentes modelos de turbulencia: k- ϵ , k- ϵ -realizable y k- ω . Se realizó la independencia de malla con los modelos k- ϵ y k- ϵ -realizable, así como la comparación de los resultados obtenidos con la aproximación de Boussinesq y con propiedades variables.

Para ilustrar el procedimiento seguido en el estudio de independencia de malla, se presentan a continuación los resultados para el modelo k- ϵ realizable. Los resultados del efecto del tamaño de la malla sobre la transferencia de calor se muestran en la Tabla 4.4, en donde se aprecia que la transferencia de calor se vuelve independiente del tamaño de la malla al utilizar 80 nodos en la dirección vertical y al aplicar 100 nodos en la dirección horizontal, 8000 nodos en total para el número de Rayleigh de 1.43×10^6 . Se analizó la variación de los perfiles de temperatura y velocidad vertical v , en la mitad de la altura de la cavidad para los números de Rayleigh de 0.86×10^6 (Figura 4.2) y para el Rayleigh de 1.43×10^6 (Figura 4.3), con tamaños de malla: 40x80, 80x80 y 100x80. Se puede observar que las distribuciones de la temperatura, para ambos números de Rayleigh, se vuelve independiente de la malla para 80x80; para las distribuciones del componente v de la velocidad con ambos números de Rayleigh se observa que para las mallas de 80x80 y 100x80 no se presenta variación entre los perfiles.

Tabla 4.4. Independencia de malla con el modelo k- ϵ -r para $Ra=1.43 \times 10^6$.

Tamaño de Malla	q (W)	Diferencia Porcentual malla en x	Tamaño de Malla	q (W)	Diferencia Porcentual malla en y
40x80	106.08		40x100	105.98	0.09
80x80	103.72	2.27	80x100	103.43	0.28
100x80	103.72	0.01	100x100	104.13	0.40

a)



b)

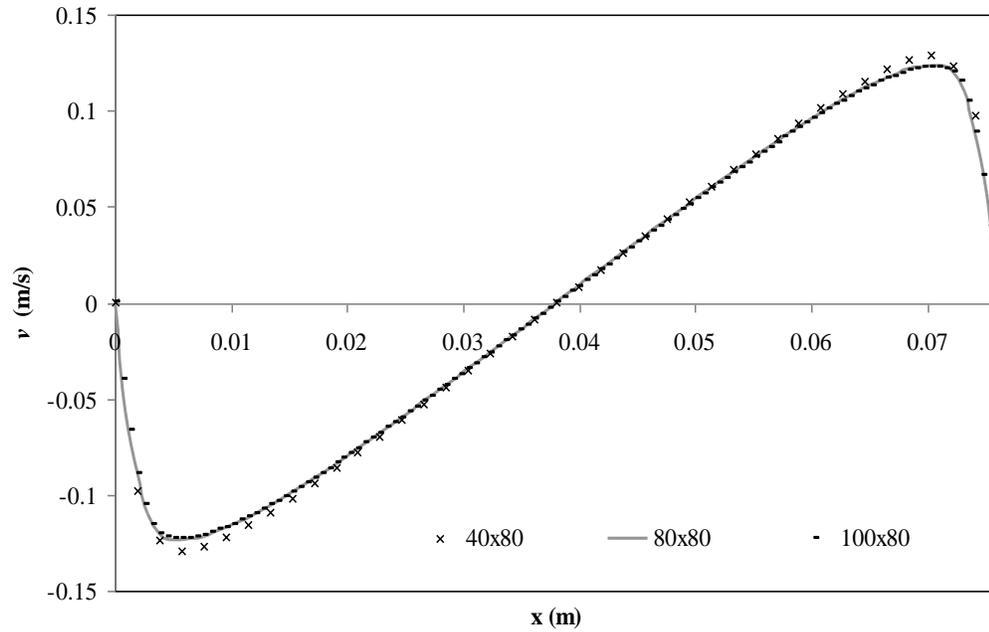


Figura 4.2. Resultados del estudio de independencia de malla con $Ra=0.86 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) temperatura (T) y b) velocidad vertical (v).

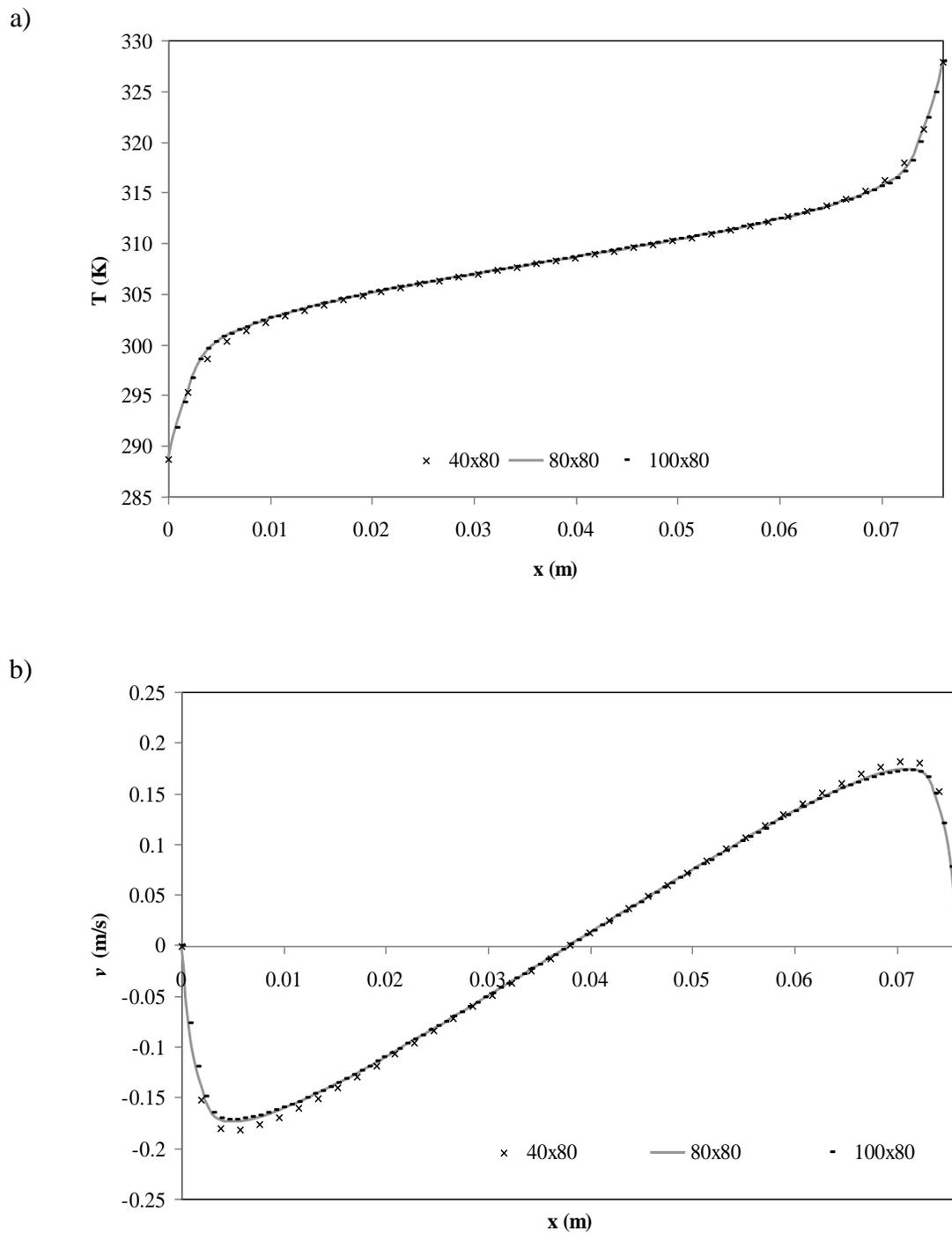


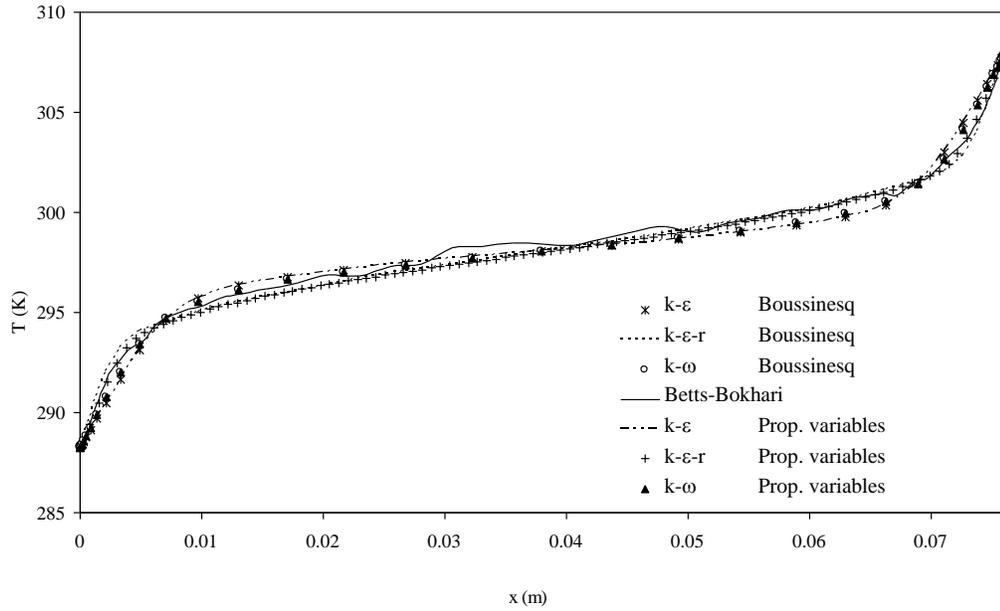
Figura 4.3. Resultados del estudio de independencia de malla con $Ra=1.43 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) temperatura (T) y b) velocidad vertical (v).

Para la elección del modelo de turbulencia se probaron los modelos: k- ϵ , k- ϵ -realizable y k- ω ; con la aproximación de Boussinesq y con propiedades variables. Los resultados teóricos y experimentales de los perfiles de temperatura y velocidad vertical a la mitad de la altura de la cavidad, se muestran en la Figura 4.4 para $Ra=0.86 \times 10^6$. En la Tabla 4.5 se muestra la diferencia porcentual respecto a los datos experimentales para los modelos k- ϵ , k- ϵ -realizable y k- ω , aplicándose la aproximación de Boussinesq y propiedades variables. Se encontró que el modelo k- ϵ -realizable con la aproximación de Boussinesq fue el que mejor se ajustó con una diferencia del 0.085% para las temperaturas y 11.7% para la distribución de la velocidad.

Tabla 4.5 Diferencia porcentual absoluta promedio respecto a los datos experimentales de Betts-Bokhari ($y^*=0.5$).

Boussinesq			
	k- ϵ	k- ϵ -r	k- ω
T (K)	0.18 %	0.085 %	0.13 %
v (m/s)	19.18 %	11.70 %	14.13 %
Propiedades variables			
	k- ϵ	k- ϵ -r	k- ω
T (K)	0.098 %	0.084 %	0.14 %
v (m/s)	31.53 %	13.37 %	13.69 %

a)



b)

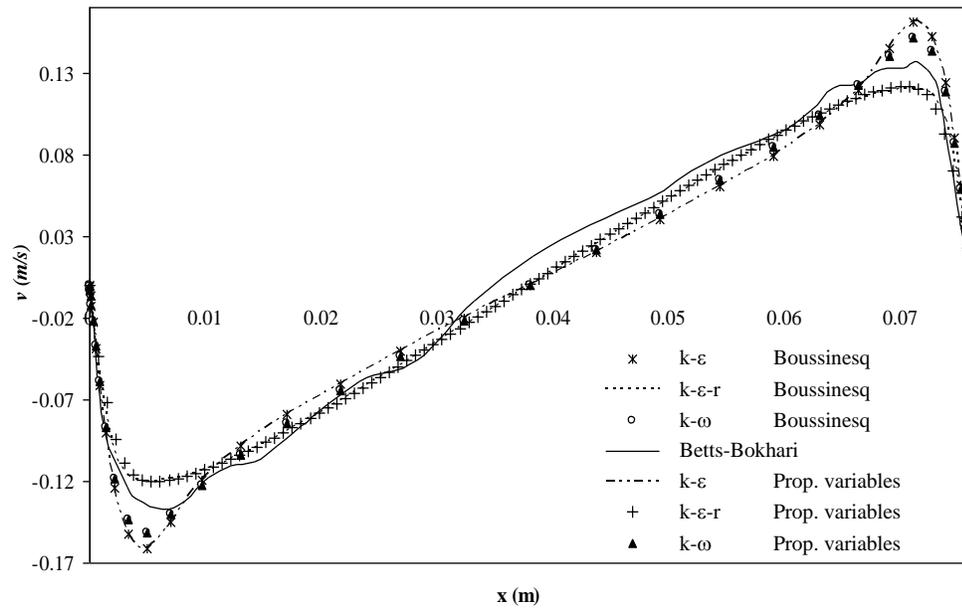


Figura 4.4. Resultado de la comparación con Betts y Bokhari para $Ra=0.86 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) temperatura (T) y b) velocidad vertical (v).

Adicionalmente, en la Tabla 4.6 se muestran una comparación del cálculo del número de

Nusselt promedio de la cavidad obtenido con Fluent (utilizando varios modelos de turbulencia) y propiedades variables y los calculados con varias correlaciones experimentales y numéricas. Las correlaciones de Yin et al (1998), Elsherbiny et al (1982) y EN 673 (1997) son correlaciones experimentales y la de Xamán et al. (2005) es una correlación obtenida con datos numéricos. Se puede observar que el menor error promedio se obtiene con el modelo de κ - ϵ realizable, se encuentran entre 1.41 % (al comparar con EN 673) y 1.18 % (comparando con Xamán et al.), con un valor promedio de 3.56 % y una desviación estándar de 2.7 %.

En la Figura 4.5 se muestra el comportamiento de las isolíneas de corriente, isothermas y viscosidad turbulenta para los dos valores del Rayleigh evaluados ($Ra=0.86 \times 10^6$ y $Ra=1.43 \times 10^6$) utilizando el modelo k - ϵ realizable y la aproximación de Boussinesq; se observa que para el Rayleigh menor se forma un vórtice con forma elíptica y con un Rayleigh mayor se observa que el vórtice es ligeramente mayor. Mientras que para las isothermas al aumentar el número de Rayleigh se incrementa la temperatura, para el Rayleigh de 0.86×10^6 la máxima temperatura que se tiene es de 307 K y para el $Ra=1.43 \times 10^6$ es de 326 K. También observamos que en más del 60% de la cavidad se tienen isothermas verticales lo cual indica que en esa región de la cavidad se tiene que el transporte de energía es dominado por la difusión. En las isolíneas de la viscosidad turbulenta se observan valores en el intervalo 5×10^{-5} - 4×10^{-4} kg/m.s para el número de Rayleigh de 0.86×10^6 , mientras que para el $Ra=1.43 \times 10^6$ se observan valores entre de 6×10^{-5} y 1×10^{-4} kg/m.s.

Tabla 4.6. Comparación del número de Nusselt de correlaciones y de Fluent.

Modelo	Yin et al. (1998)	Elsherbiny et al. (1982)	EN 673 (1997)	Xamán et al. (2005)	Este trabajo	error promedio
	215.63	211.17	198.12	198.59		
k - ϵ	12.52%	10.67%	4.79%	5.01%	188.63	8.25%
k - ϵ - r	6.81%	4.84%	1.41%	1.18%	200.93	3.56%
k - ω	13.70%	11.88%	6.08%	6.30%	186.07	9.49%
	Isolíneas de corriente		Isothermas		Isolíneas de viscosidad	

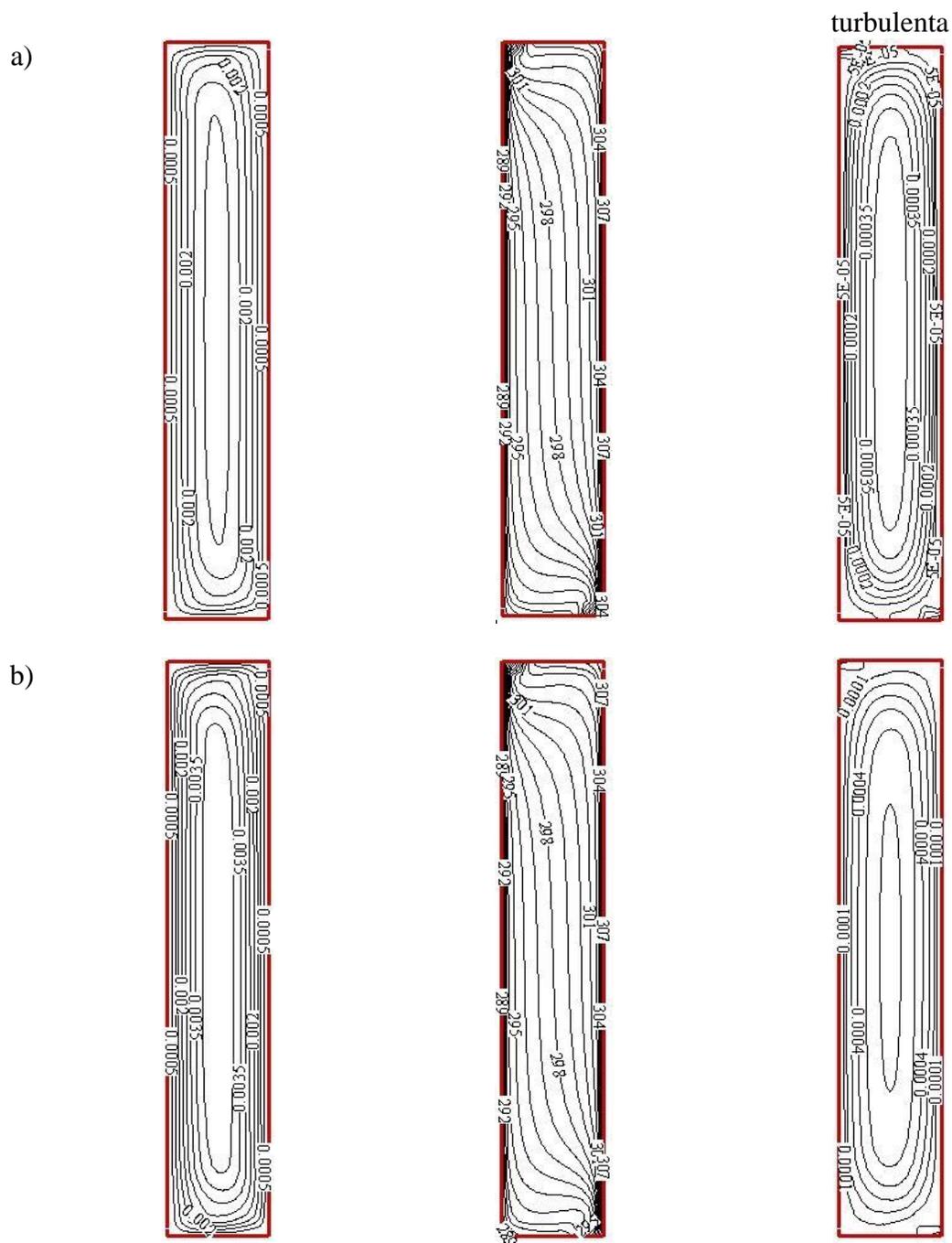


Figura 4.5. Líneas de corriente, isotermas y líneas de la viscosidad turbulenta, con aproximación de Boussinesq, para: a) $Ra = 0.86 \times 10^6$ y b) $Ra = 1.43 \times 10^6$.

Por otro lado, se efectuó la comparación con los datos experimentales de Betts-Bokhari y datos numéricos obtenidos con Fluent en dos dimensiones y tres dimensiones (con el modelo $k-\varepsilon$ realizable y la aproximación de Boussinesq). En la Tabla 4.7 se muestran las diferencias porcentuales absolutas promedio; encontrándose que la diferencia entre los datos de la temperatura es de 0.01% entre los resultados en 2D y 3D; mientras que para los datos de la componente vertical de la velocidad disminuye en un 1.8% cuando se realiza el estudio en tres dimensiones.

En la Figura 4.6 se presenta la comparación gráfica de los datos en dos dimensiones y tres dimensiones realizados con el software Fluent contra los datos experimentales de Betts-Bokhari ($Ra=0.86 \times 10^6$); donde se observa que la diferencia entre los datos numéricos y experimentales es ligeramente menor para los datos 3D para la velocidad vertical, mientras que para la temperatura los datos numéricos 2D y 3D son prácticamente iguales.

Finalmente, en la Figura 4.7 se muestran las isothermas de la cavidad de Betts-Bokhari obtenidas con la simulación 3D, en donde: a) $z=0.130$ m, b) $z=0.230$ m y c) la cavidad completa; pudiéndose observar que ambos cortes ($z=0.130$ m y $z=0.230$ m) muestran a las isothermas de manera casi idéntica.

El estudio nos permite determinar que el modelo de turbulencia más adecuado disponible en Fluent para la cavidad cerrada Betts y Bokhari, es el $k-\varepsilon$ -realizable. Además que la aproximación de Boussinesq es adecuada para la diferencia de temperatura considerada y que la simulación 3D mejora ligeramente el acercamiento entre los datos numéricos y experimentales.

Tabla 4.7 Diferencia porcentual respecto a los datos experimentales de Betts-Bokhari.

	Fluent 2D	Fluent 3D
T (K)	0.0844%	0.0940%
v (m/s)	13.37%	11.54%

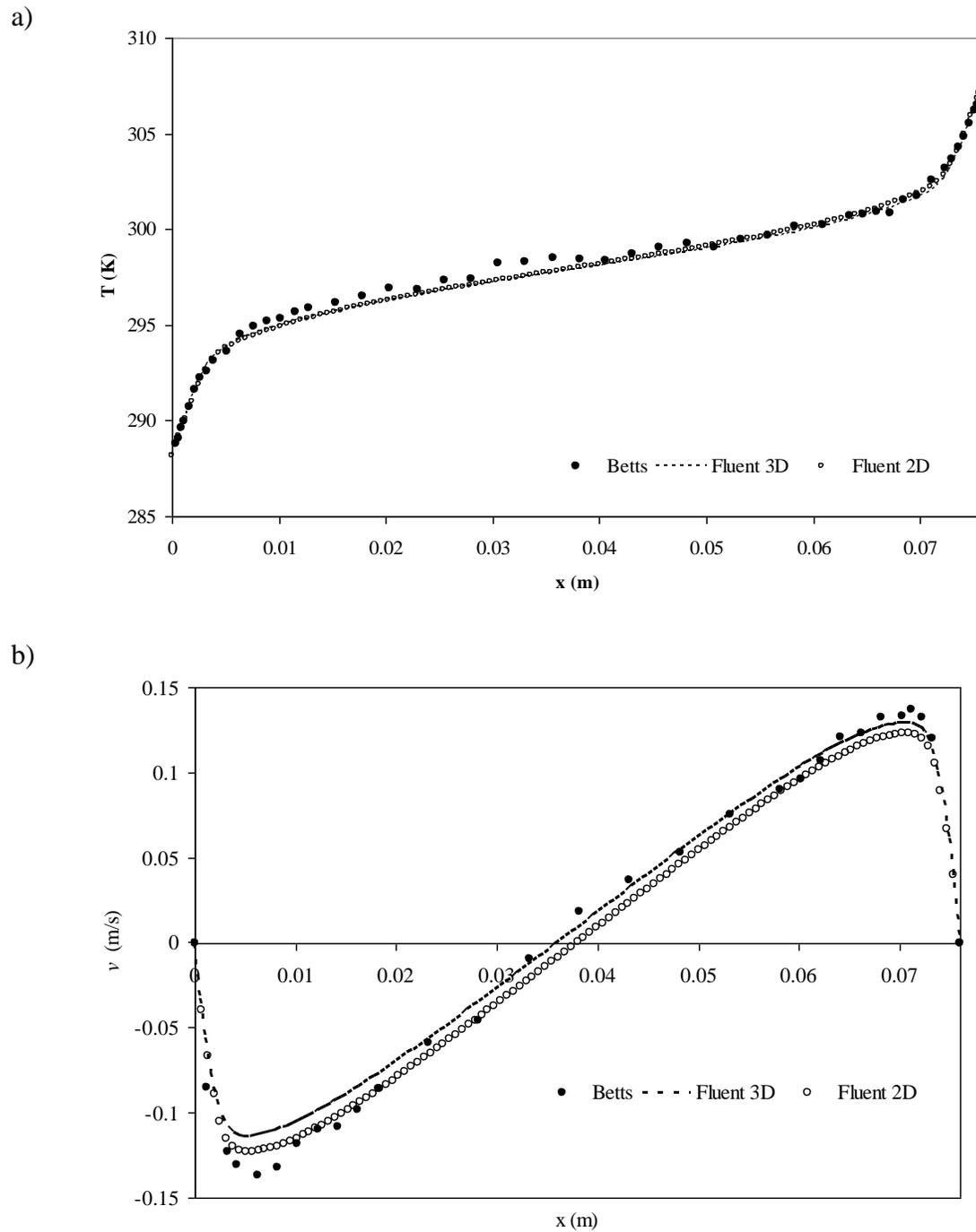


Figura 4.6. Resultado de la comparación de datos en dos y tres dimensiones con Betts y Bokhari para $Ra=0.86 \times 10^6$ en $y^*=0.5$; a) temperatura (T) y b) velocidad vertical (v).

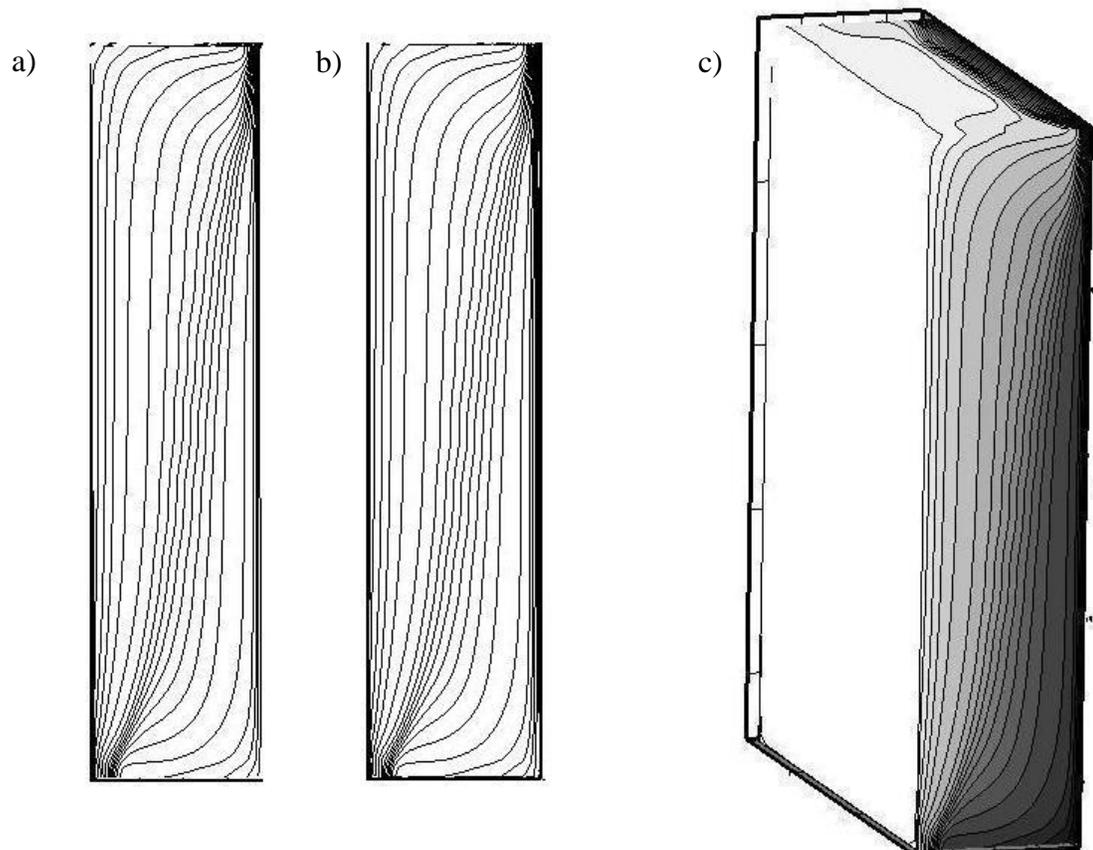


Figura 4.7. Isotermas de la cavidad de Betts y Bokhari en 3D en:
a) Corte en $z=0.130$ m, b) Corte en $z=0.230$ m y c) Cavidad de 0.52m.

4.2. Validación con los datos experimentales de Nielsen (1990)

Como parte de la validación de los resultados numéricos, se realizó la comparación de los datos obtenidos numéricamente con el software Fluent y los datos experimentales reportados por P. Nielsen (1990). El estudio de Nielsen corresponde a una cavidad ventilada con paredes isotérmicas y régimen de flujo turbulento, la entrada y salida de aire se encuentran ubicadas en sus paredes verticales, como se muestra en la Figura 4.8.

En la Tabla 4.8 se muestran las dimensiones de la cavidad ventilada y en la Tabla 4.9 las condiciones de frontera en la entrada para la energía cinética turbulenta (k) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ϵ).

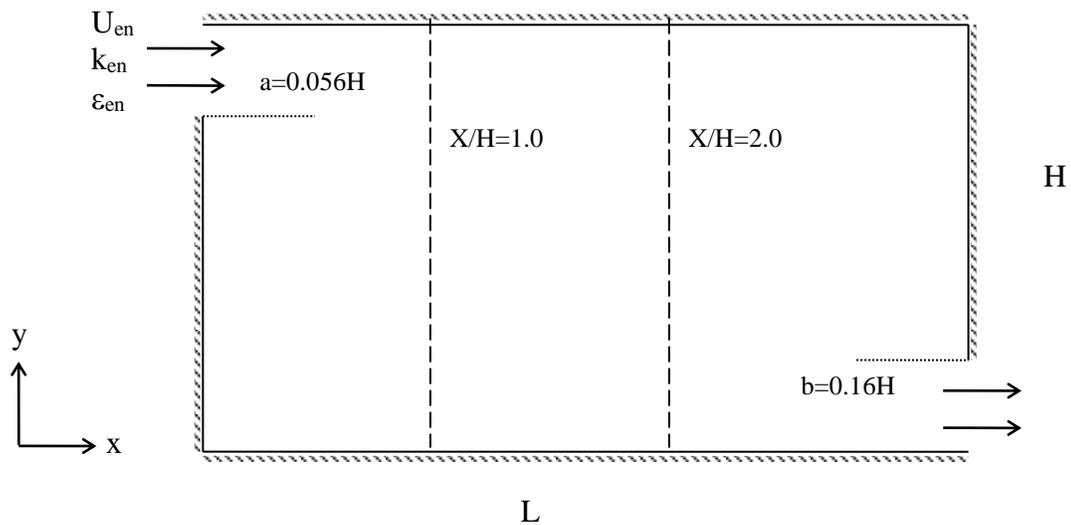


Fig. 4.8 Modelo físico de la cavidad ventilada isotérmica de Nielsen (1990).

Tabla 4.8 Dimensiones de la cavidad ventilada de Nielsen (1990).

H (m)	L (m)	a (m)	b (m)	Re	U_{en} (m/s)
3.0	9.0	0.168	0.48	5000	0.455

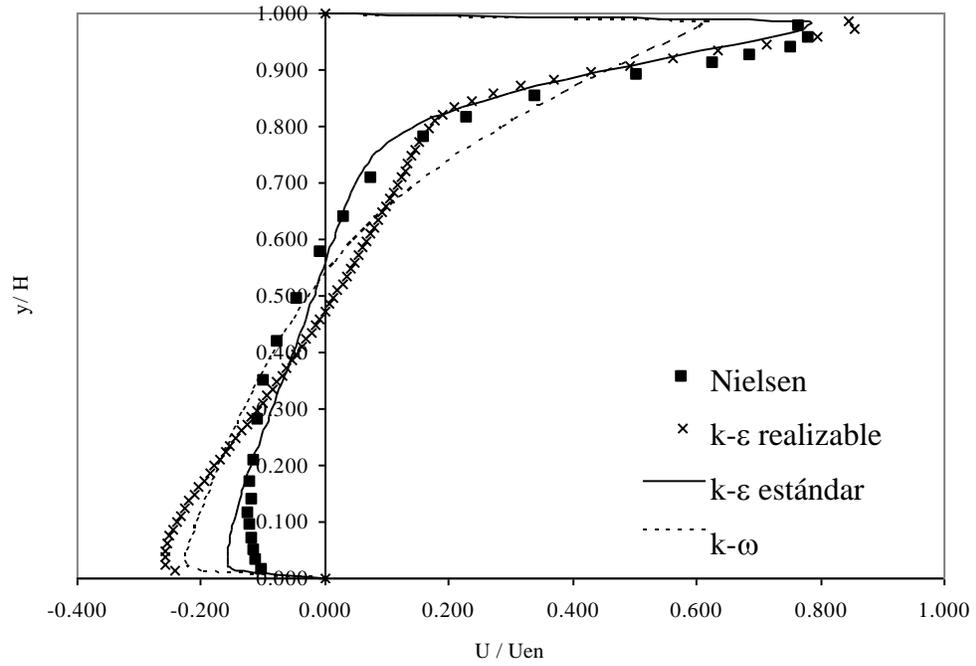
Tabla 4.9 Condiciones de entrada para la cavidad ventilada de Nielsen (1990).

k_{en}	$1.5 (0.04 * U_{en})$
ϵ_{en}	$\frac{k_{en}^{1.5}}{h/10}$

En la Figura 4.9 se presentan los resultados de la velocidad u en dos partes de la cavidad ventilada: a) $x/H=1.0$ y b) $x/H=2.0$. Se obtuvieron resultados con los modelos $k-\epsilon$ estándar, $k-\epsilon$ -realizable y $k-\omega$, observándose que el modelo $k-\epsilon$ estándar es el que tiene menor porcentaje de diferencia con respecto a los datos experimentales de Nielsen (1990)

En la Figura 4.10 se muestran los vectores de velocidad y las isolíneas de corriente de la cavidad ventilada; observándose como entra el aire a la cavidad por la parte superior izquierda chocando con la pared derecha haciendo que el aire recircule dentro de la cavidad y formándose pequeños vórtices en las esquinas superior derecha e inferior izquierda.

a)



b)

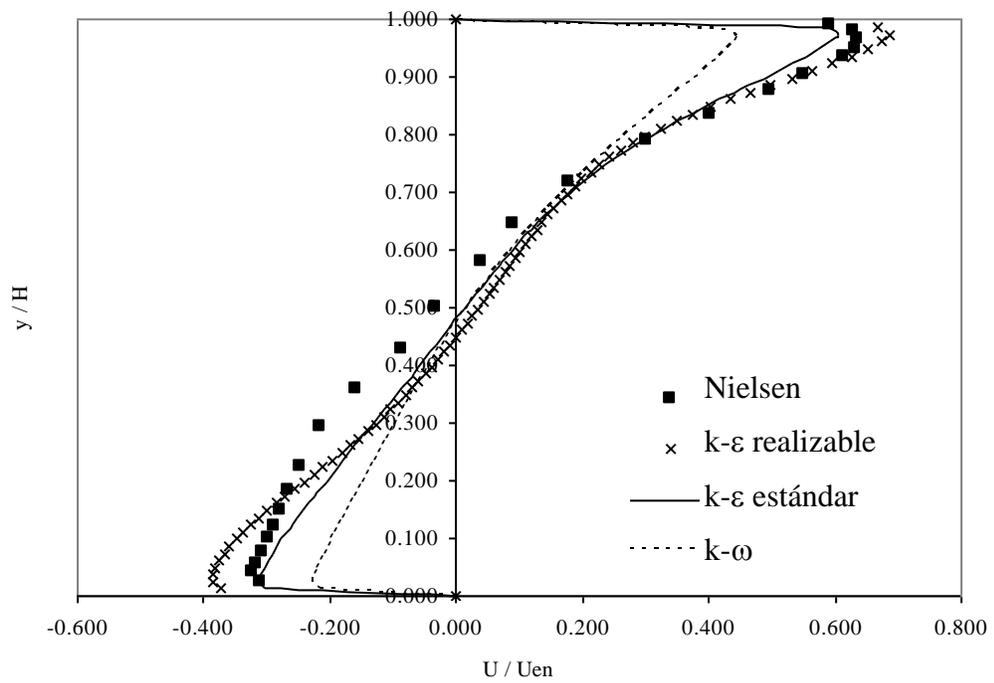


Figura 4.9. Comparación de la velocidad u obtenido con diferentes modelos de turbulencia contra los datos experimentales en: a) $x/H = 1.0$ y b) $x/H = 2.0$.

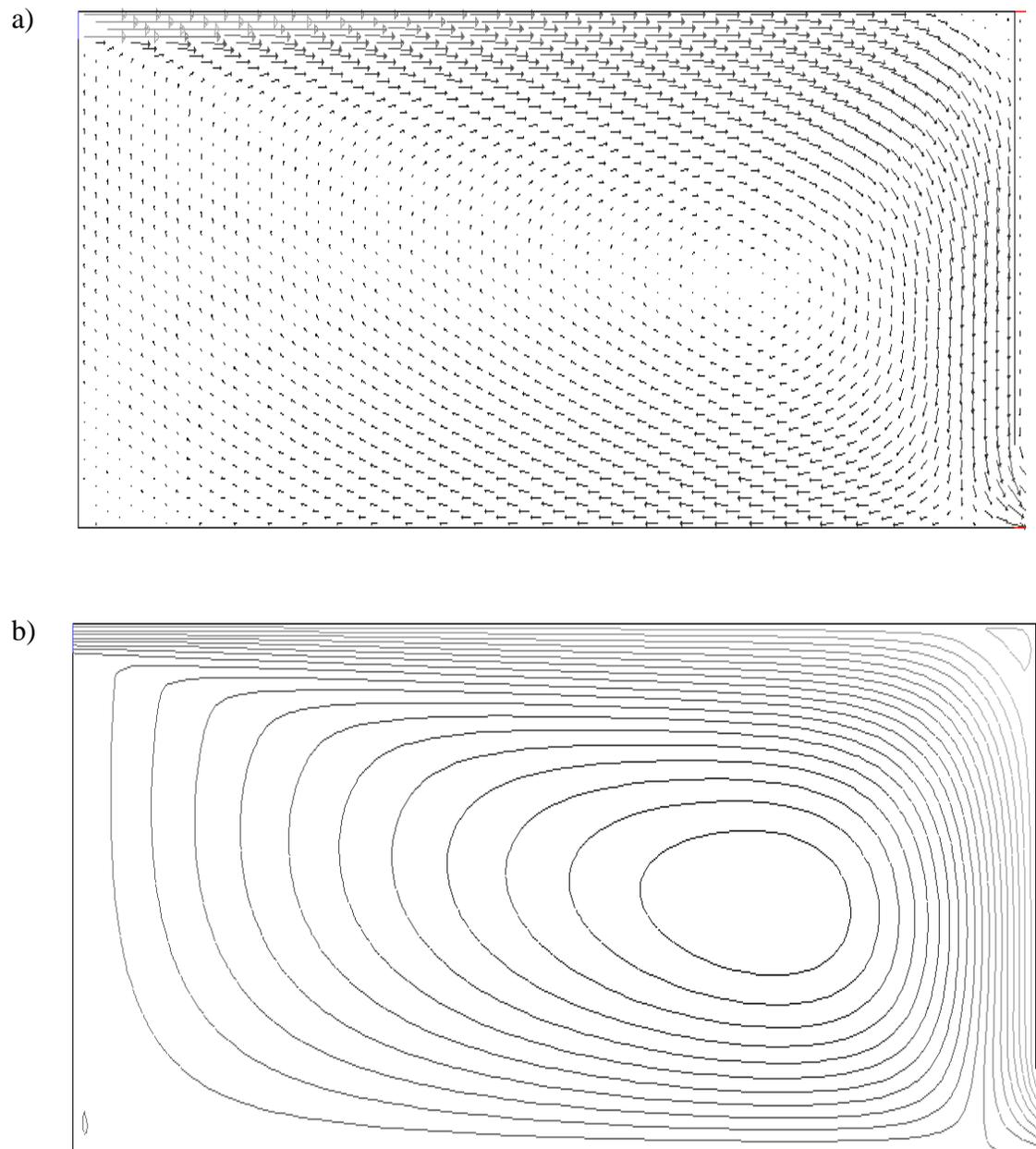


Figura. 4. 10. Campo de velocidad (a) y líneas de corriente (b) de la cavidad ventilada de Nielsen (1990).

4.3. Cavity alargada calentada diferencialmente.

Una vez verificado el software FLUENT, se obtuvieron resultados de la convección natural en una cavidad alargada cerrada en tres dimensiones (como la mostrada en la Figura 4.11), los resultados serán utilizados para comparar con la cavidad ventilada y evaluar el efecto de la ventilación. La cavidad se encuentra calentada diferencialmente y cuenta con las siguientes dimensiones: 2 m de altura, 0.1 m de ancho y 0.5 m de profundidad. Se consideraron tres diferencias de temperatura (ΔT): 10, 20 y 30 K. La malla empleada para la cavidad cerrada fue de 100x80 nodos. El modelo de turbulencia empleado fue el k- ϵ -realizable.

En la Figura 4.12 se muestran los perfiles de temperatura y velocidad vertical para $y=1$ m y diferentes planos de la dirección z ($z=0.02, 0.1, 0.2, 0.24$), con un $\Delta T=10$ K. Se puede observar que prácticamente no hay diferencia en las distribuciones de temperatura para las diferentes profundidades, excepto para la que se encuentra muy cerca de la pared de la cavidad ($z=0.02$). Similarmente sucede con las distribuciones de la velocidad vertical, en $z=0.02$, se aprecia un aumento en los valores de la velocidad.

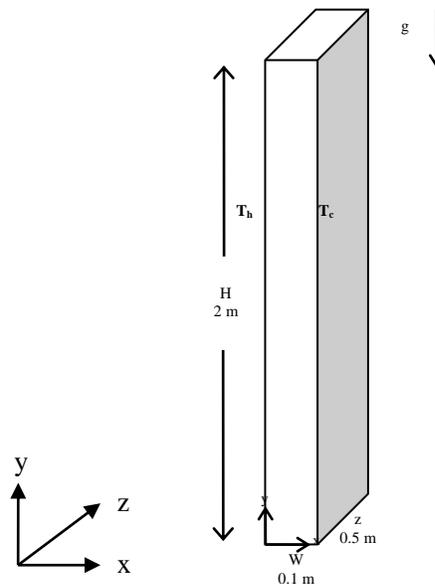
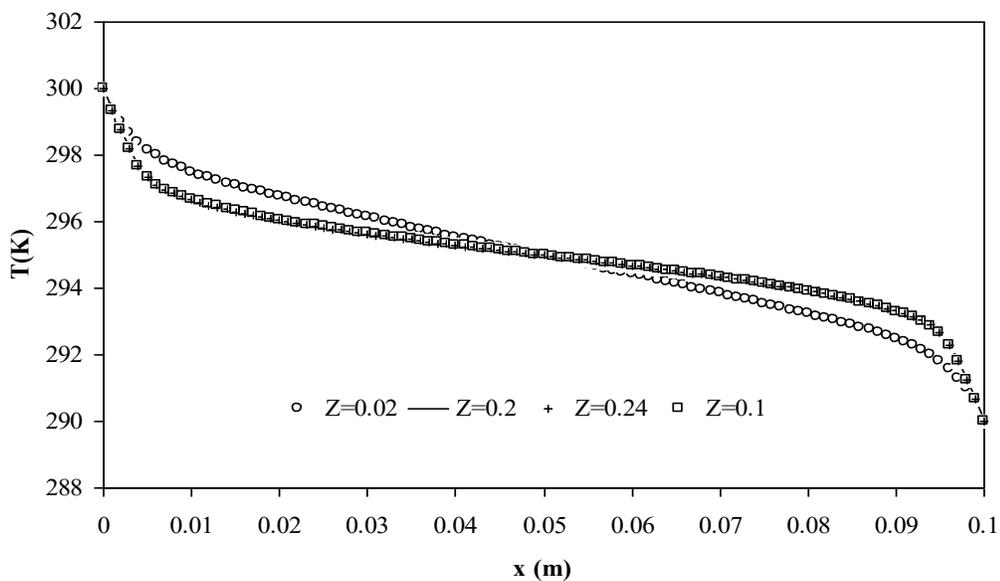


Figura 4.11. Modelo físico de la cavidad alargada cerrada en 3D.

a)



b)

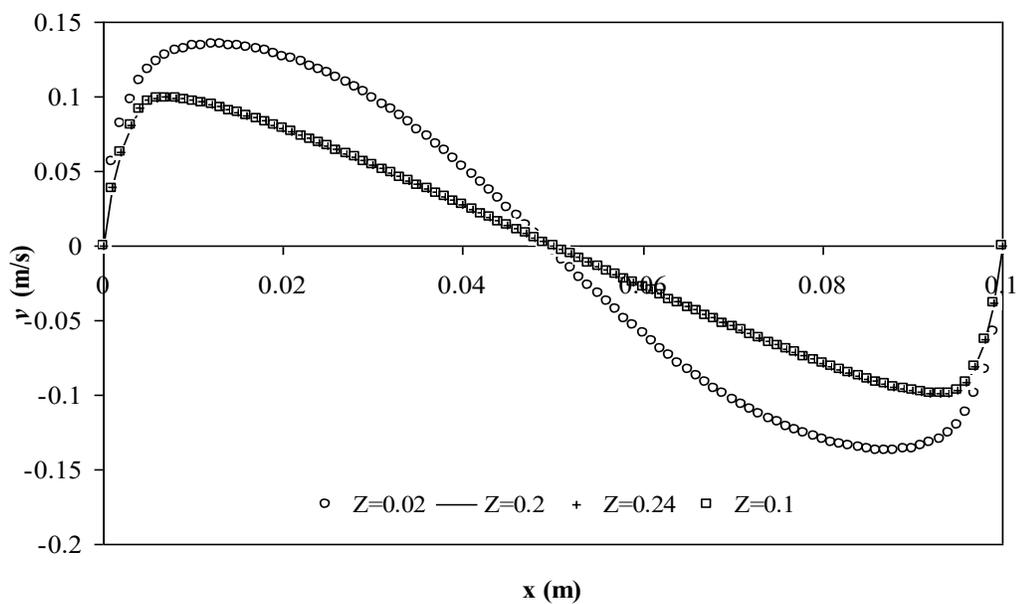


Figura 4.12 Comparación de los perfiles en la cavidad alargada cerrada 3D, con $\Delta T=10$ K en diferentes posiciones de la dirección z ($y=1$ m). Donde:
 a) perfiles de temperatura y b) perfiles de velocidad (v).

Los mismos resultados se observan al aumentar la diferencia de temperatura entre las paredes izquierda y derecha de temperatura como se muestra en las Figuras 4.13-4.15. Los resultados de la transferencia de calor en la cavidad alargada se presentan en la Tabla 4.10.

Tabla 4.10. Resultados de la transferencia de calor en la cavidad cerrada 3D.

Transferencia de calor (W)			
	$\Delta T=10$ K	$\Delta T=20$ K	$\Delta T=30$ K
Pared Este	-19.81	-50.63	-87.59
Pared Oeste	19.81	50.63	87.59

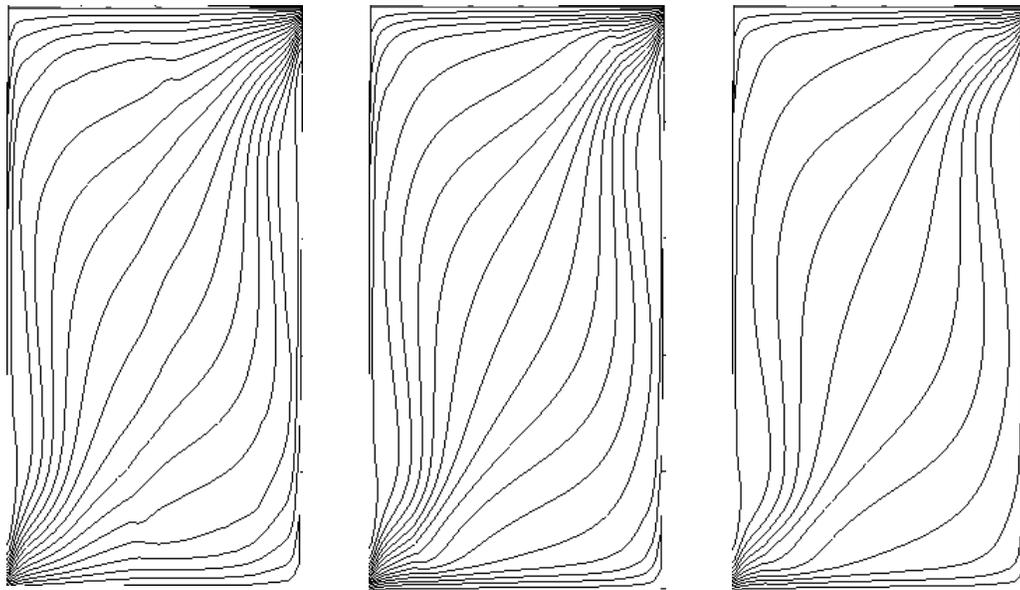


Figura 4.13 Campos de temperatura de la cavidad alargada cerrada en 3D en el plano $z^*=0.5$, para: a) $\Delta T=10$ K, b) $\Delta T=20$ K y c) $\Delta T=30$ K.

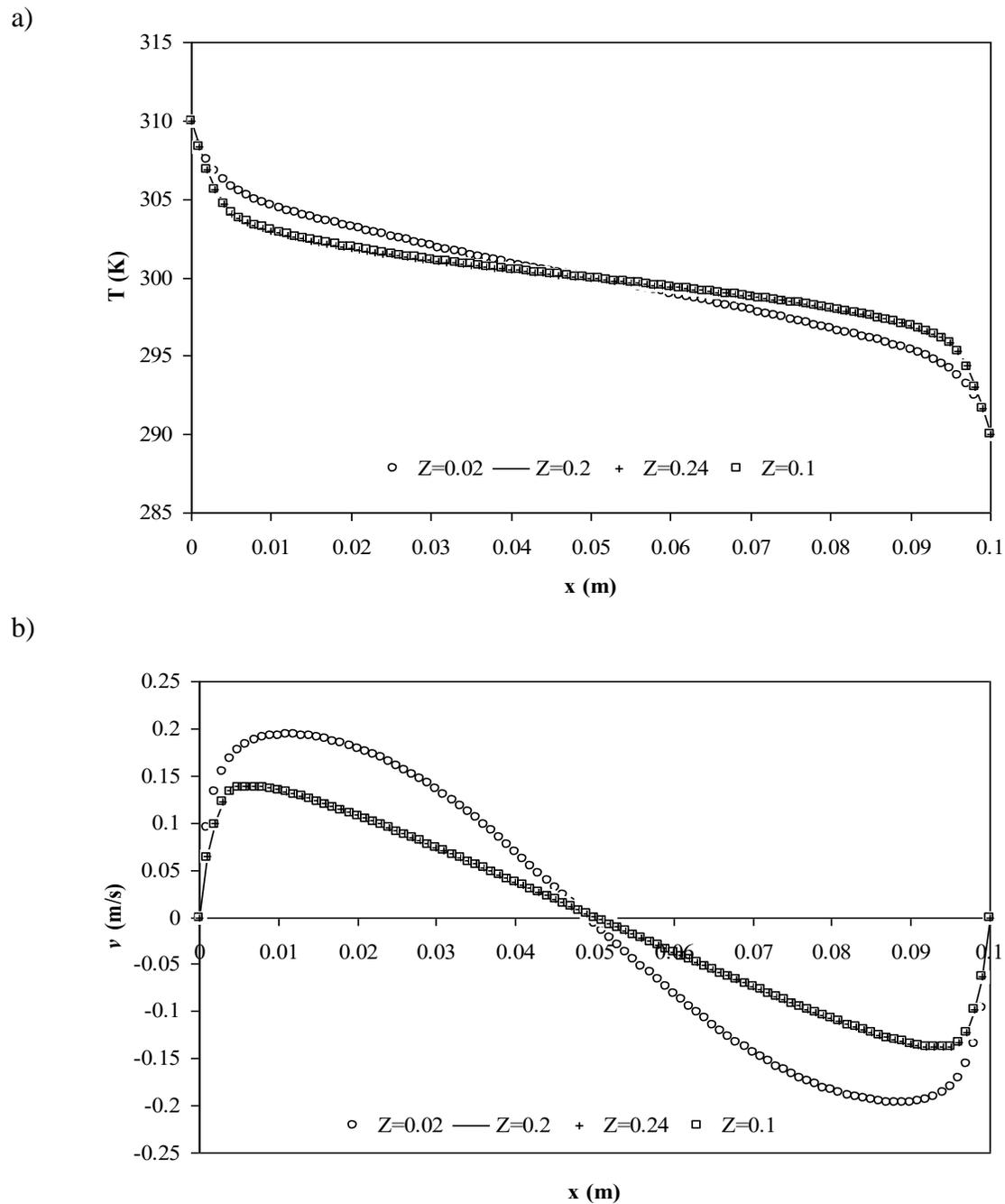


Figura 4.14 Comparación de los perfiles en la cavidad alargada cerrada con $\Delta T=20$ K en diferentes posiciones de la dirección z (en $y=1$ m) de: a) perfiles de temperatura y b) perfiles de velocidad (v).

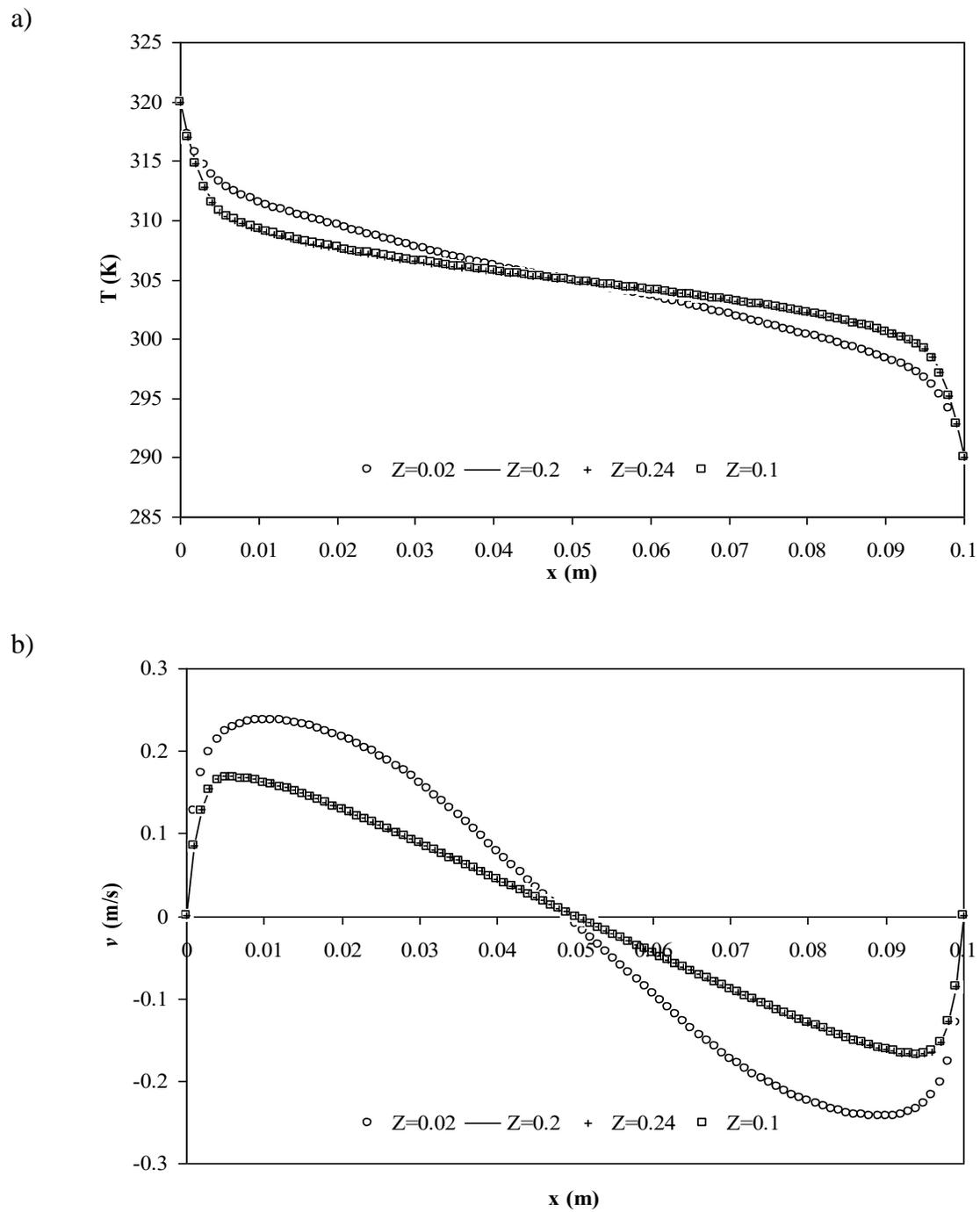


Figura 4.15 Comparación de los perfiles en la cavidad alargada cerrada con $\Delta T=30$ K en diferentes posiciones de la dirección z (en $y=1$ m) de: a) perfiles de temperatura y b) perfiles de velocidad (v).

Como se mostró previamente, los resultados en la cavidad presentan un comportamiento muy cercano al bidimensional, por lo se decidió ampliar el estudio de la cavidad alargada pero reduciéndolo a dos dimensiones para reducir el tiempo de cómputo. La cavidad estudiada se muestra en la Figura 4.16 y tiene dimensiones de 2 m de altura y 0.1 m de ancho; la pared caliente del lado izquierdo y la pared fría del lado derecho de la cavidad.

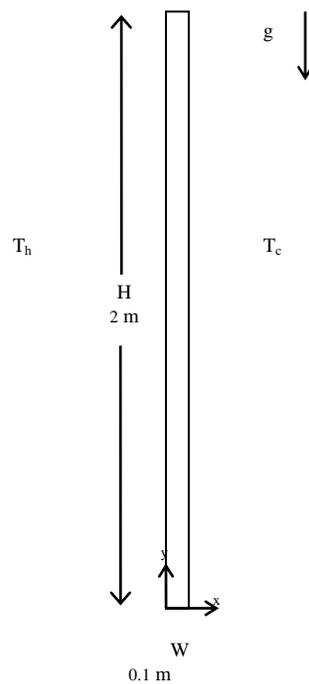


Figura 4.16. Modelo físico de la cavidad alargada cerrada bidimensional.

Para obtener los resultados numéricos, se llevó a cabo un estudio de independencia de malla, colocando la pared izquierda a 320 K y la pared derecha a 290. Los resultados del estudio de independencia de la malla se muestran en la Tabla 4.11. La transferencia de calor en la cavidad tiene una variación de alrededor del 1% con una malla de 100x80 (100 nodos en la dirección x y 80 nodos en la dirección y).

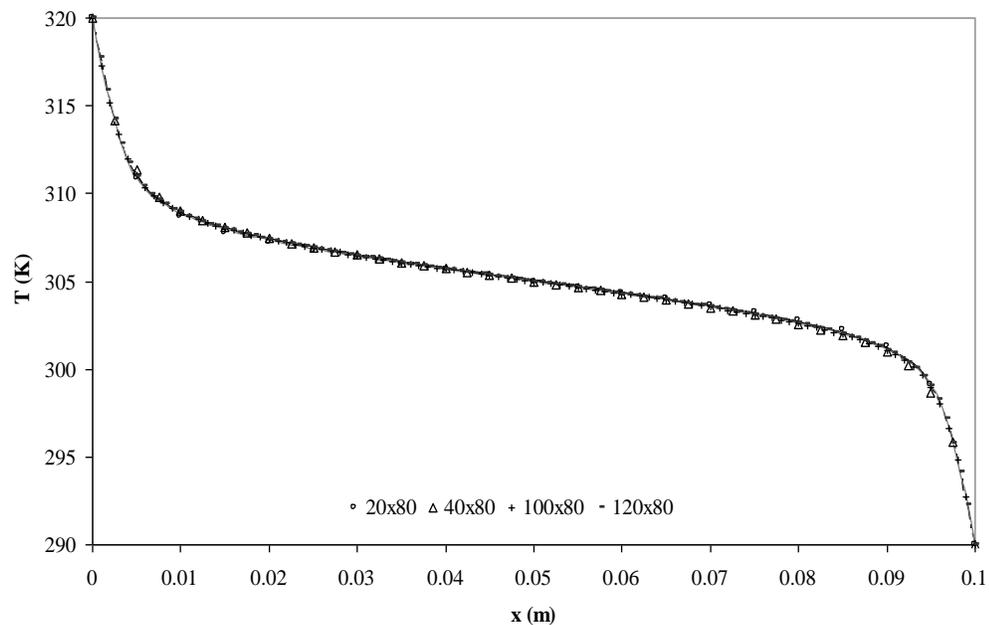
Tabla 4.11. Resultados del estudio de independencia de malla de la cavidad bidimensional.

Tamaño de Malla	q (W)	Diferencia %
20x80	161.8484	-
40x80	173.0063	6.4494
80x80	169.2210	2.2368
100x80	167.4177	1.0771
120x80	165.6834	1.0467

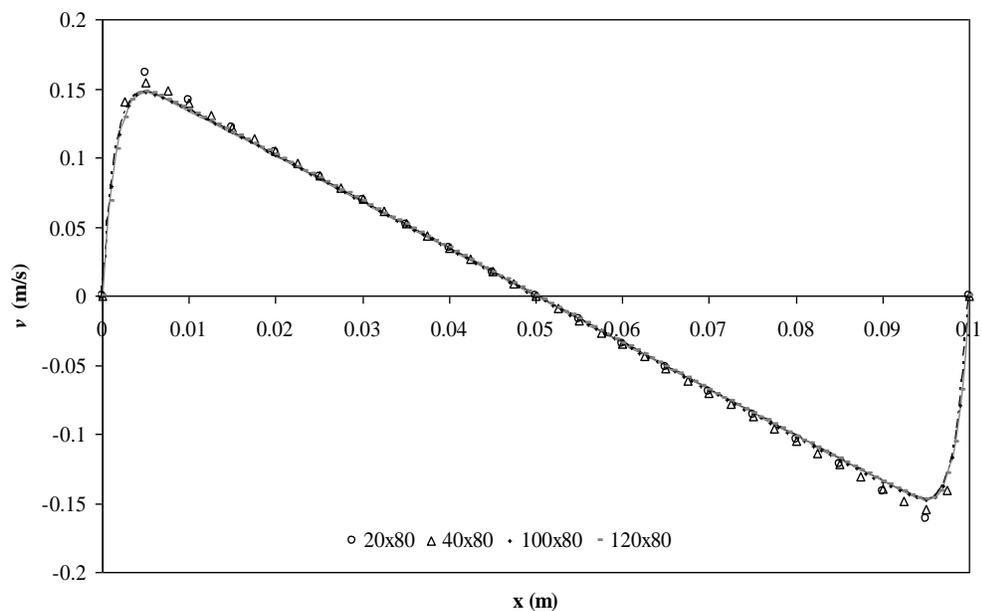
A continuación se muestran en la Figura 4.17, las distribuciones de temperatura y velocidad vertical (v), en $y=1$ m para las siguientes mallas: 20x80, 40x80, 100x80, 120x80. Se observa una diferencia muy pequeña entre las distribuciones de la temperatura; mientras que en las distribuciones de la velocidad vertical, no se aprecia diferencia entre las mallas de 80x80 y 100x80. Con base en los resultados mostrados se determinó que la malla que brinda los mejores resultados con un menor tiempo de cómputo es la malla de 100x80.

Una vez realizado el estudio de independencia de malla, se analizó la diferencia entre los resultados obtenidos aplicando la simplificación de Boussinesq y considerando propiedades variables, utilizando las siguientes diferencias de temperatura: 10, 20 y 30 K. En la Tabla 4.12 se muestran los resultados obtenidos para la transferencia de calor en la cavidad con $A=20$, así como los números de Nusselt promedio, máximos y mínimos de la cavidad, para las tres diferencias de temperatura. Se encontraron diferencias porcentuales de los valores de la transferencia de calor entre los resultados con propiedades variables y con la aproximación de Boussinesq de: 4.25% para $\Delta T=10$ K, 5.23% para $\Delta T=20$ K y 6.38% de diferencia para $\Delta T=30$ K. Para el valor del Número de Nusselt promedio se encontraron unas diferencias porcentuales de 1.47, 5.22 y 9.1% para ΔT de 10, 20 y 30 grados K, respectivamente. Observándose una tendencia de un aumento de la diferencia entre los valores de los resultados con propiedades variables y la aproximación de Boussinesq al aumentarse el ΔT en la cavidad.

a)



b)

Figura 4.17. Resultados del estudio de independencia de malla en $y=1$ m:

a) perfil de temperatura y b) perfiles de la velocidad vertical.

Tabla 4.12. Resultados de la transferencia de calor, números de Nusselt y coeficiente convectivo en la cavidad bidimensional.

	Transferencia de calor (W)	\bar{h} W/(m ² ·K)	Nu_{prom}	Nu_{max}	Nu_{min}
$\Delta T=10$ K					
Boussinesq	39.49	1.68	127.81	430.49	19.19
P. variables	37.87	1.614	125.94	453.79	20.99
$\Delta T=20$ K					
Boussinesq	100.74	2.32	176.59	566.29	27.35
P. variables	95.73	2.20	167.83	576.07	28.36
$\Delta T=30$ K					
Boussinesq	174.32	2.75	209.47	650.18	32.16
P. variables	163.85	2.59	191.99	649.01	32.64

En la Tabla 4.13 se presentan los cálculos del número de Nusselt con varias correlaciones experimentales y numéricas para la cavidad cerrada bidimensional con una relación de aspecto de 20. Observa que la menor diferencia porcentual se obtiene al comparar con la correlación experimental de Yin et al. (1998) con un error promedio total del 7.5 %; y en la Tabla 4.14 se tienen los datos del coeficiente de transferencia de calor calculados, en donde la correlación que mejor se ajusta a éstos datos numéricos es la correlación de Elsherbiny et al (1982) con un error promedio del 8.64%.

Tabla 4.13. Comparación de los resultados del número de Nusselt.

Ra	ΔT (K)	Experimentales			Numéricos	
		Yin et al. (1998)	Elsherbiny et al. (1982)	EN 673 (1997)	Xamán et al. (2005)	Este Trabajo
9.9×10^5	10	127.38 (1.12%)	120.53 (4.49%)	113.88 10.59%	112.84 (11.62%)	125.95
1.98×10^6	20	153.49 (9.34%)	151.85 (10.52%)	148.20 13.25%	139.24 (20.54%)	167.84
2.97×10^6	30	171.18 (12.15%)	173.83 (10.44%)	172.88 11.05%	157.46 (21.93%)	191.99

Tabla 4.14 Comparación de los resultados del coeficiente convectivo de transferencia de calor para la cavidad bidimensional.

Ra	ΔT (K)	Experimentales			Numéricos	
		Yin et al. (1998)	Elsherbiny et al. (1982)	EN 673 (1997)	Xamán et al. (2005)	Este trabajo
9.9×10^5	10	1.67 (3.62%)	1.58 (1.85%)	1.50 7.80%	1.48 (8.79%)	1.61
1.98×10^6	20	2.02 (9.46%)	2.00 (10.64%)	1.95 13.37%	1.83 (20.67%)	2.21
2.97×10^6	30	2.25 (15.19%)	2.28 (13.44%)	2.27 14.06%	2.07 (25.23%)	2.59

En la Figura 4.18 se muestran los perfiles de temperatura (a) y la velocidad vertical (b) en la cavidad bidimensional, considerando propiedades variables, para tres diferencias de temperatura entre las paredes isotérmicas: $\Delta T=10$, $\Delta T=20$ y $\Delta T=30$ K. Se observa que cuando se tiene una mayor diferencia de temperatura se obtienen valores más altos de la velocidad vertical, por lo que la velocidad es mayor para $\Delta T=30$ K.

En la Figura 4.19 se muestran los resultados de: a) isolíneas de corriente y b) isothermas para la cavidad con propiedades variables, donde se puede apreciar que el patrón de flujo que describen las líneas de corriente para las tres diferencias de temperatura es muy similar para los tres casos, el fluido circula siguiendo la forma de la cavidad en dirección de las manecillas del reloj, formando un vórtice de forma elíptica en la cavidad, los valores de las líneas de corriente indican que el fluido en el centro de la cavidad casi se encuentra en reposo. Con respecto a los campos de temperatura, hay mucha cercanía en los tres casos, con un patrón que indica la formación de capas límite térmicas en las paredes verticales, con isothermas casi verticales en el centro de la cavidad que indican que en esa región la transferencia de calor se da principalmente por difusión. En la Figura 4.20 se observa que al aumentar la diferencia de temperatura, se incrementan los valores de la viscosidad turbulenta y para todos los casos los valores de la viscosidad turbulenta se incrementan al alejarse de las paredes de la cavidad.

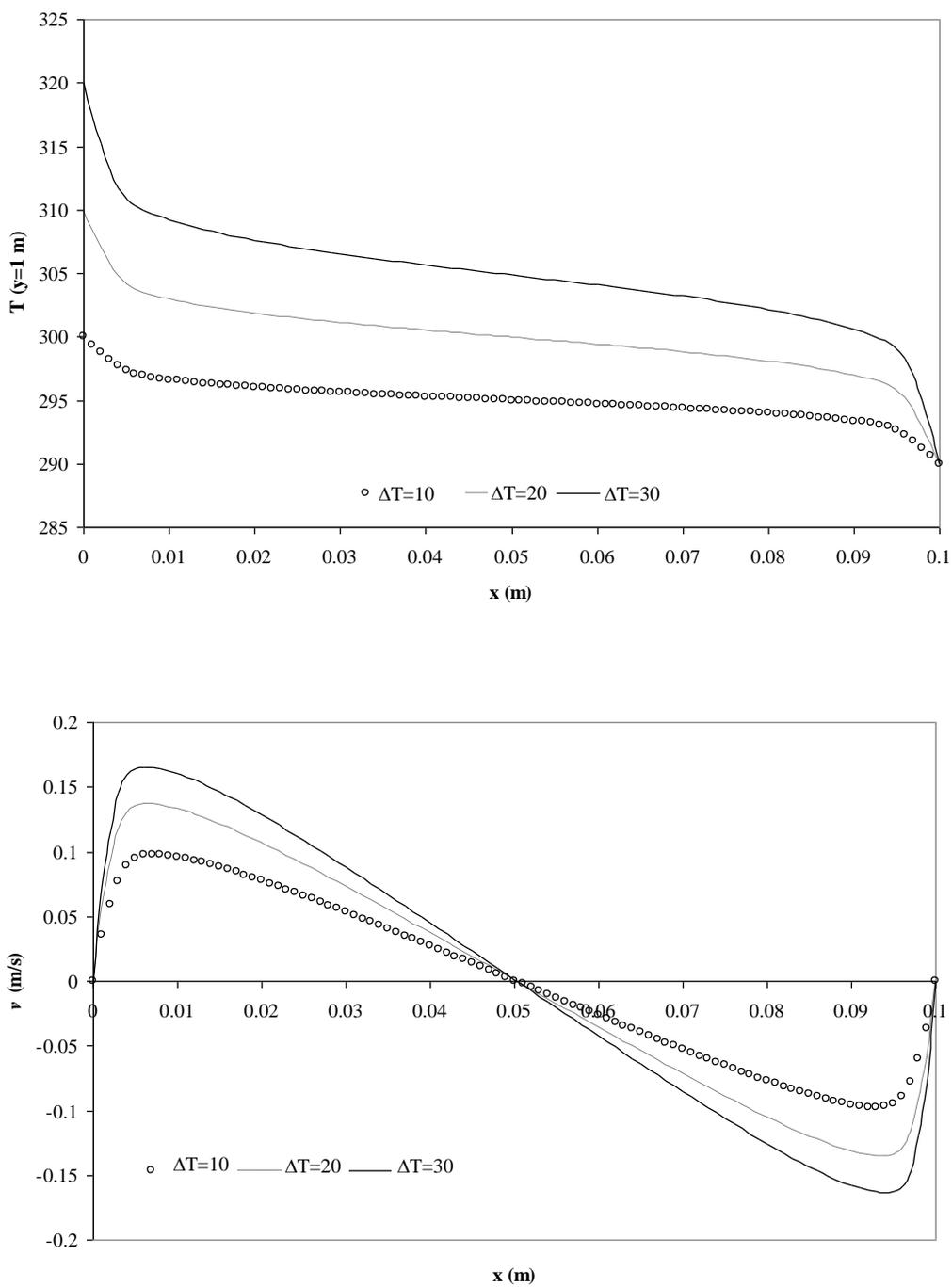


Figura 4.18. Perfiles de a) temperatura y b) componente y de la velocidad en $y=1$ m, en la cavidad bidimensional con propiedades variables ($\Delta T= 10, 20$ y 30 K).

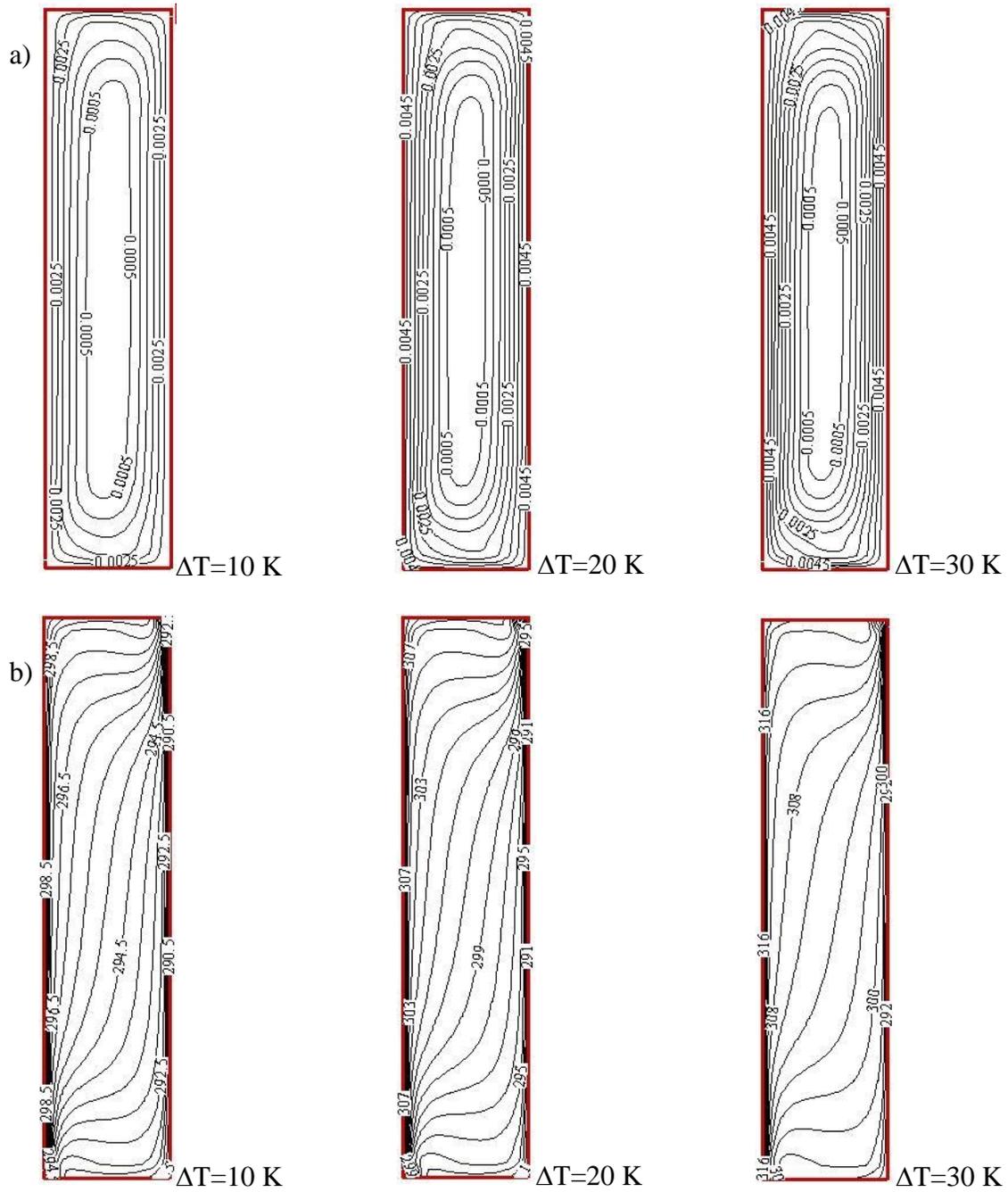


Figura 4.19. Isolíneas de corriente (a) e Isotermas (b), en la cavidad bidimensional considerando propiedades variables.

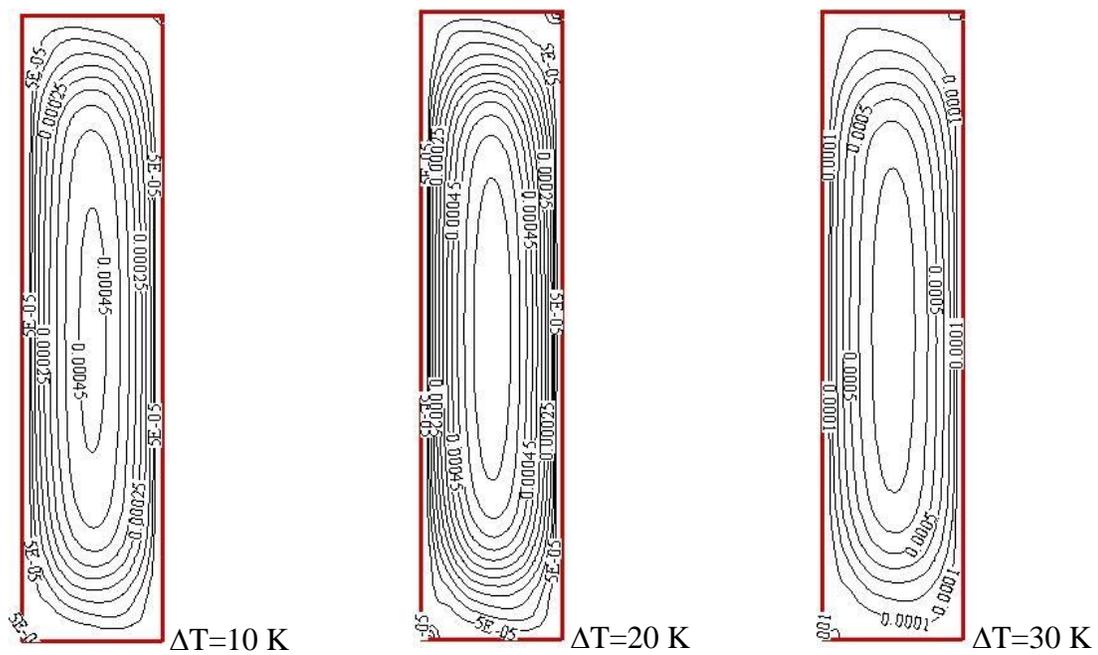


Figura 4.20. Isolíneas de la viscosidad turbulenta en la cavidad bidimensional con propiedades variables.

4.4. Resultados de la convección natural en una cavidad alargada con ventilación.

La Figura 4.21 muestra la cavidad ventilada estudiada, que tiene dimensiones de 2 m de altura y 0.1 m de ancho. Se obtuvieron resultados de la transferencia de calor en la cavidad estableciendo diferentes flujos de calor sobre la pared izquierda, con la pared vertical derecha a temperatura constante y las demás paredes aisladas térmicamente. Se permitió la entrada de aire con diferentes temperaturas y velocidades por la abertura inferior. Para representar adecuadamente la salida se utilizó un dominio computacional extendido. El modelo de turbulencia utilizado fue el $k-\varepsilon$ estándar.

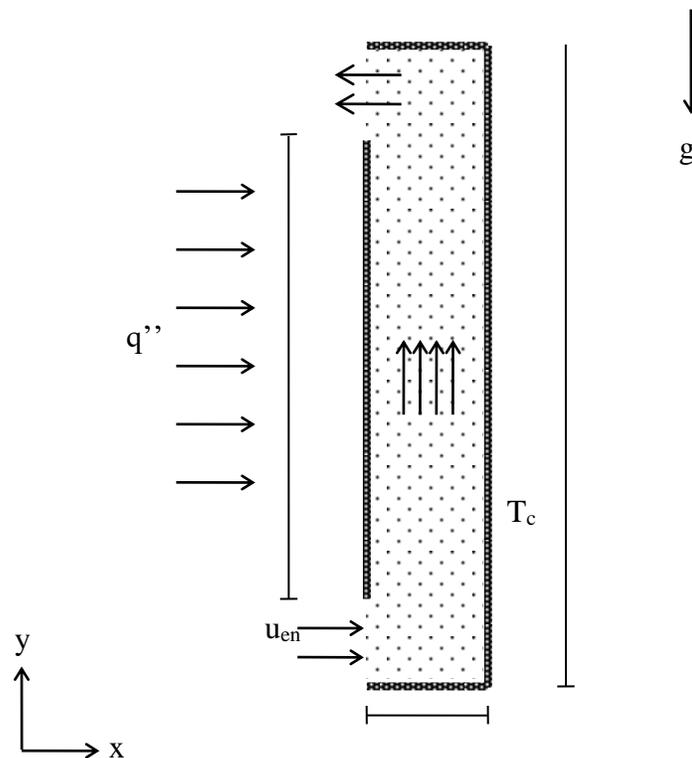


Figura 4.21. Modelo físico de la cavidad ventilada ($A=20$).

En la Tabla 4.15 se presentan las temperaturas de entrada del aire a la cavidad y de la pared que fueron utilizadas en este estudio, así como los flujos de calor sobre la pared vertical izquierda. Los datos fueron seleccionados para representar condiciones climatológicas en zonas cálidas como Sonora.

Tabla 4.15 Datos seleccionados para las variables consideradas en el estudio de la cavidad ventilada.

Temperatura de pared isotérmica (K)	Temperatura de entrada del aire (K)	Velocidad de entrada (m/s)	Flujo de calor en la pared Oeste (W/m^2)
298	298	0.1	600
	308	0.25	800
	318	0.5	1000

4.4.1 Estudio de independencia de malla para la cavidad ventilada.

Con el propósito de determinar el tamaño de malla adecuado para el estudio paramétrico en la cavidad, se llevó a cabo el estudio de independencia de malla considerando las siguientes condiciones: flujo de calor de $1000 W/m^2$, temperatura de entrada de 318 K y una velocidad de entrada de 0.5 m/s. Debido a la naturaleza del problema, se empleó una malla no uniforme con mayor densidad de nodos en la cercanía de la pared isotérmica derecha. La variación del número de Nusselt con el tamaño de la malla no uniforme empleada se presenta en la Tabla 4.16, en donde se puede observar que el valor del número de Nusselt se vuelve independiente del tamaño de la malla al utilizar 180 nodos en la dirección vertical y 180 nodos en la dirección horizontal (32400 nodos en total).

Tabla 4.16. Estudio de independencia de malla de la cavidad ventilada.

Tamaño de Malla	Nu_{prom}	Diferencia Porcentual	Temperatura ($^{\circ}C$)	Diferencia Porcentual
120x180	6923.06		307.22	
140x180	7201.50	3.86	306.79	0.14
160x180	7471.28	3.61	306.38	0.13
180x180	7490.70	0.25	306.39	0.002

En forma adicional, en la Figura 4.22 se muestra el efecto del tamaño de malla empleada sobre la distribución de los números locales de Nusselt en la pared vertical isotérmica sobre el perfil de temperatura en $y=1$ m, se puede apreciar que al cambiar la malla de 160×180 a 180×180 , la diferencia es prácticamente despreciable. Con base en lo anterior se concluye que el tamaño de malla apropiado para realizar el estudio paramétrico es de 180×180 .

4.4.2 Análisis del efecto de la temperatura de entrada en los campos de temperatura y patrones de flujo de la cavidad ventilada.

En la Figura 4.23 se muestran los campos de temperatura (isotermas) en el interior de la cavidad para diferentes temperaturas de entrada del aire: 298 K, 308 K y 318 K, manteniendo la velocidad de entrada y el flujo de calor sobre la pared vertical izquierda en 0.25 m/s y 800 W/m² respectivamente. Se pueden observar una región delgada cercana a la pared vertical izquierda, donde el fluido entrante asciende con el apoyo de la fuerza de flotación, mientras que en el centro de la cavidad el flujo de aire que entra por la parte inferior asciende por la cavidad transportando energía por convección forzada. Se aprecia también la formación de una capa límite térmica adyacente a la pared vertical derecha, que cambia de pendiente dependiendo del valor de la temperatura de entrada del fluido; cuando la temperatura de entrada del fluido es de 298 K, el calor que transfiere la pared vertical izquierda ocasiona que el fluido se vaya calentando al ascender por el interior de la cavidad, mientras que para las temperaturas de entrada de 308 K y 318 K, ocurre que la pared vertical derecha sirve como sumidero de calor y enfría al aire conforme se mueve por la cavidad, formando gradientes de temperatura elevados en las cercanías de las paredes verticales.

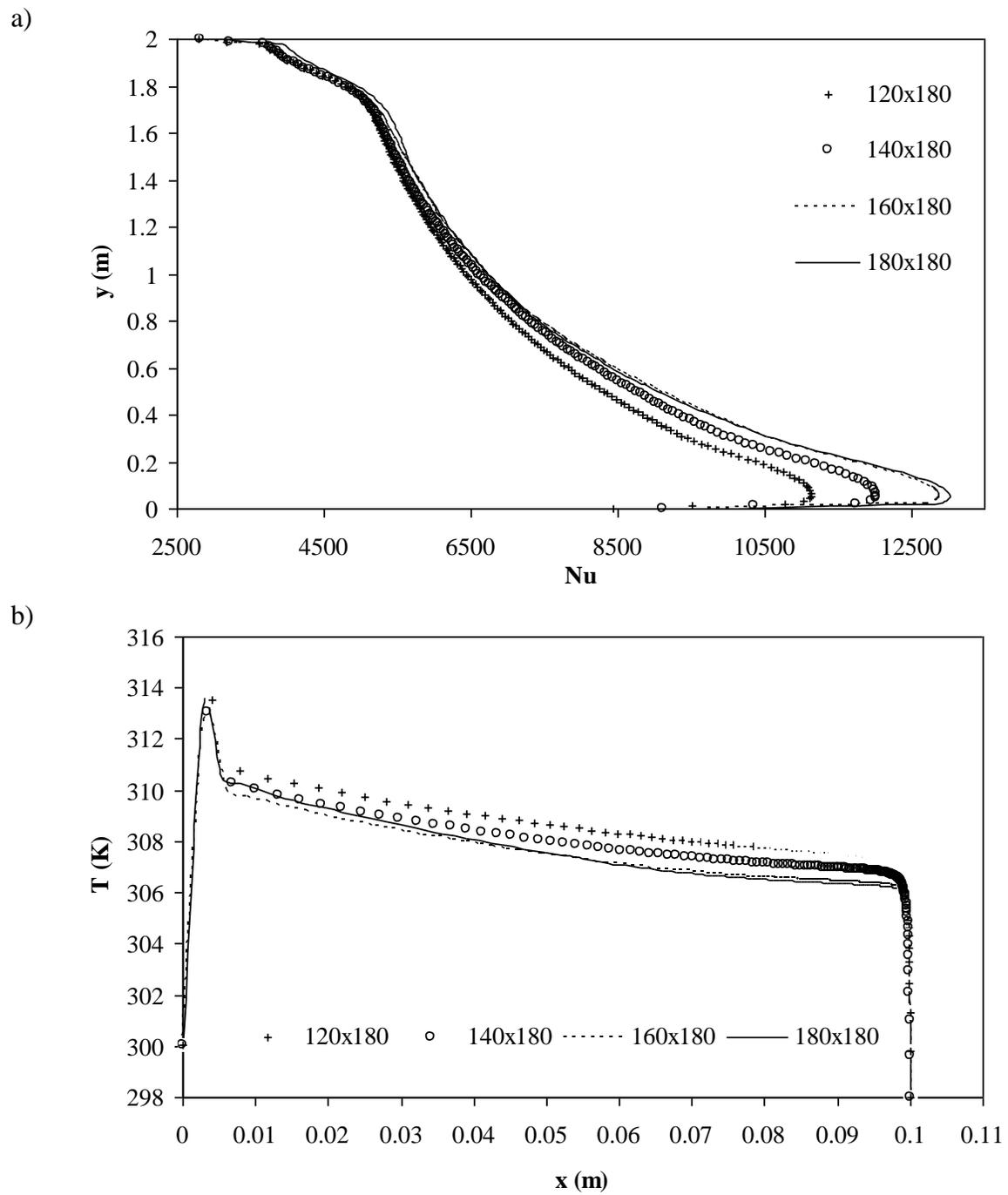


Figura 4.22. Resultados del estudio de independencia de malla de la cavidad ventilada: a) distribución del número de Nusselt local ($x^*=1$) y b) perfil de la temperatura ($y^*=0.5$).

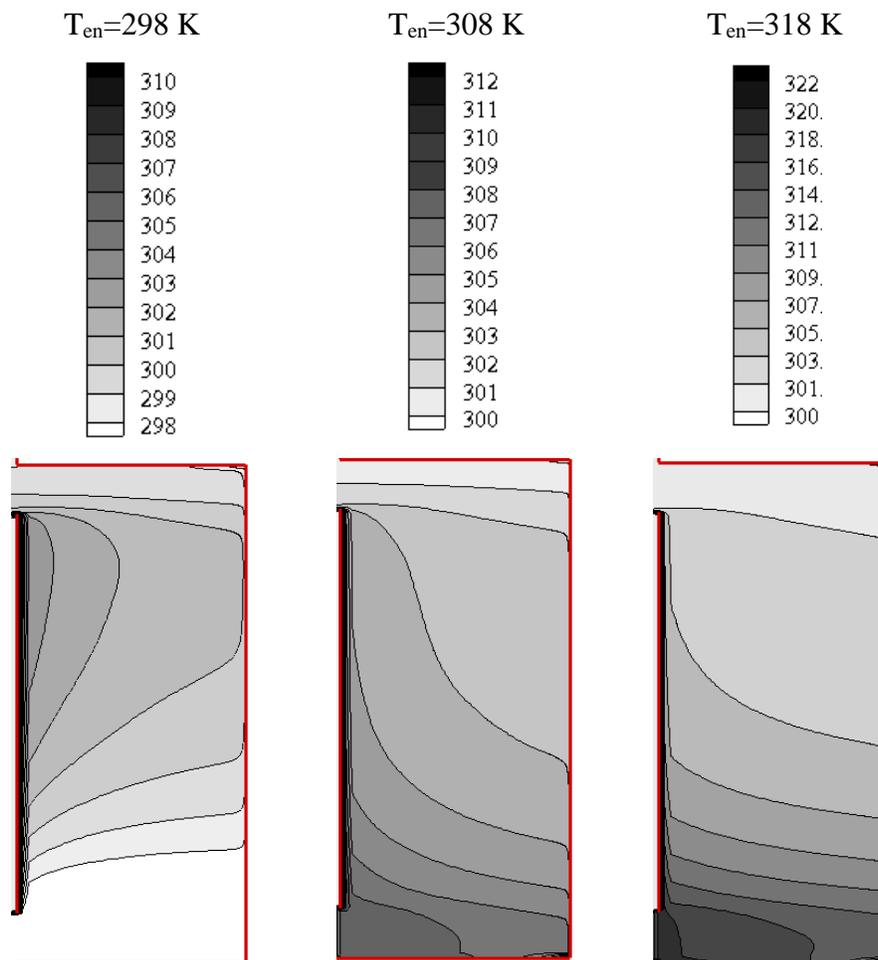


Figura 4.23. Efecto de la temperatura de entrada sobre el campo de temperatura en la cavidad ventilada ($q'' = 800\text{W/m}^2$ y $V_{\text{en}}=0.25\text{ m/s}$).

En la Figura 4.24 se muestran los patrones de flujo utilizando líneas de corriente, para las condiciones mencionadas previamente. El patrón en general es el siguiente: el fluido entra por la abertura inferior, asciende por el interior de la cavidad con mayor velocidad cerca de la pared vertical izquierda y sale por la abertura superior, no se aprecia la formación de alguna zona de recirculación de fluido. Por otro lado se aprecian pequeñas diferencias en los valores obtenidos para las isolíneas de corriente, los valores máximos son cercanos a la pared vertical izquierda y se encuentran entre 0.1325 kg/s para $T_{\text{en}}=298\text{ K}$ y 0.1275 kg/s para $T_{\text{en}}=318\text{ K}$, indicando una disminución de la velocidad del fluido con el aumento en la temperatura de entrada.

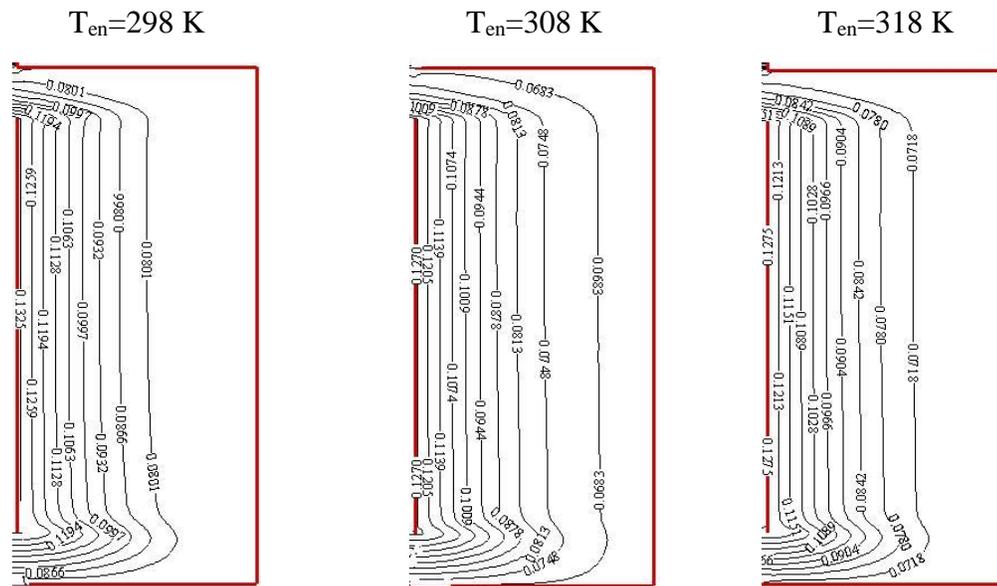


Figura 4.24. Efecto de la temperatura de entrada sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($q''=800\text{W/m}^2$ y $V_{en}=0.25\text{ m/s}$).

En la Figura 4.25 se muestra el comportamiento de la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada para los tres diferentes valores de temperatura de entrada. Se aprecia que la distribución y valores de la viscosidad turbulenta varían muy ligeramente con la temperatura de entrada del aire a la cavidad. Los valores de la viscosidad turbulenta se encuentran entre 0.01 kg/m-s y 0.11 kg/m-s , aumentando al acercarse a la pared vertical derecha indicando que el nivel de turbulencia es mayor en esa región.

En la Figura 4.26 se muestra el efecto de la temperatura de entrada sobre el comportamiento de la energía cinética turbulenta en la cavidad ventilada. Se aprecia que los valores de la energía cinética turbulenta varían ligeramente con la temperatura de entrada del aire a la cavidad. Los valores de la energía cinética turbulenta son mayores en la entrada, disminuyen conforme el fluido se mueve en la cavidad en forma ascendente (principalmente cerca de la pared vertical izquierda) y aumentan cuando el fluido se mueve hacia la salida de la cavidad; el intervalo de valores se encuentra entre 0.12 y $1.52\text{ m}^2/\text{s}^2$. Para una $T_{en}=298\text{ K}$, se aprecia que en el centro de la cavidad, la energía cinética turbulenta es ligeramente mayor que la obtenida al aumentar la

temperatura de entrada, indicando que las fluctuaciones de la velocidad son mayores en este caso.

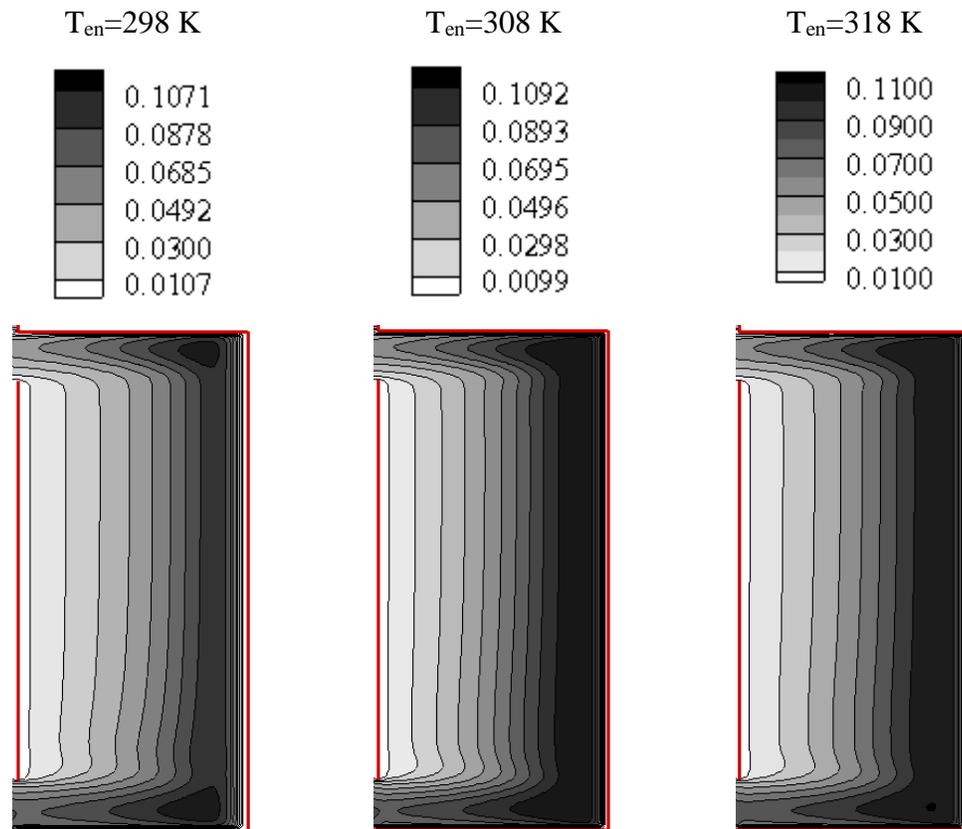


Figura 4.25. Efecto de la temperatura de entrada sobre la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada ($q''=800\text{W}/\text{m}^2$ y $V_{en}=0.25\text{ m/s}$).

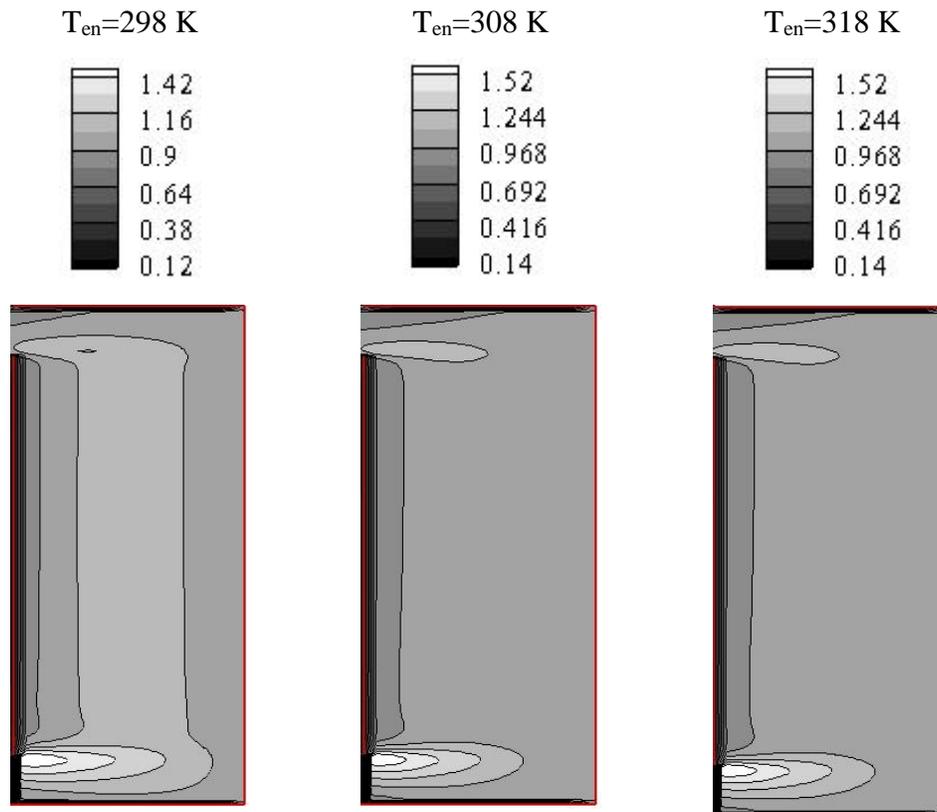


Figura 4.26. Efecto de la temperatura de entrada sobre la energía cinética turbulenta (k) en la cavidad ventilada ($q'' = 800 \text{ W/m}^2$ y $V_{\text{en}} = 0.25 \text{ m/s}$).

4.4.3 Análisis del efecto de la velocidad de entrada en los campos de temperatura y patrones de flujo de la cavidad ventilada.

En la Figura 4.27 se presentan los campos de temperatura (isotermas) en el interior de la cavidad para diferentes velocidades de entrada del aire: 0.1 m/s, 0.25 m/s y 0.5 m/s, manteniendo la temperatura de entrada y el flujo de calor sobre la pared vertical izquierda en 308 K y 800 W/m^2 respectivamente. Se puede observar para todos los casos la presencia de capas límite térmicas delgadas en las paredes verticales, sin embargo la velocidad de entrada del fluido modifica el campo de temperatura en la región central de

la cavidad en forma apreciable, el flujo de calor que recibe la pared vertical izquierda calienta al fluido que se mueve cerca de la cavidad en una mayor proporción cuando la velocidad de entrada del fluido es de 0.1 m/s.

La Figura 4.28 muestra el efecto de la velocidad de entrada sobre los patrones de flujo en la cavidad, el movimiento en general del fluido en la cavidad es muy parecido en los tres casos, el fluido entra por la parte inferior y asciende con mayor velocidad cerca de la pared vertical izquierda, debido al calentamiento que produce el flujo de calor, y sale por la parte superior, los resultados se diferencian en las magnitudes de la velocidad con las que el fluido circula en la cavidad, siendo mayores cuando la velocidad de entrada es de 0.5 m/s. Los valores máximos de las líneas de corriente del fluido se encuentran entre 0.0651 kg/s cuando $V_{en}=0.1$ m/s y 0.257 kg/s para $V_{en}=0.5$ m/s.

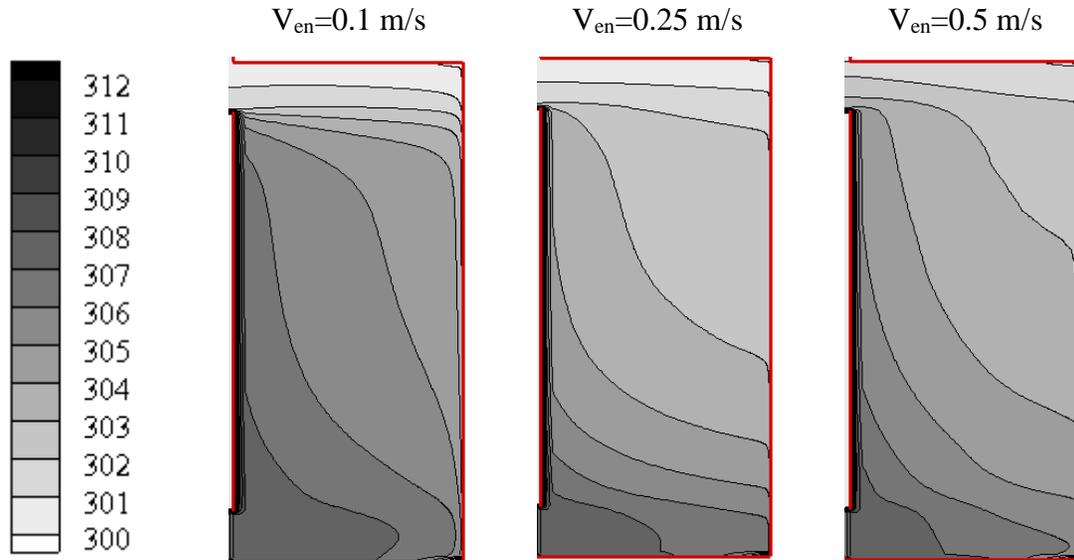


Figura 4.27. Efecto de la velocidad de entrada sobre el campo temperatura en la cavidad ventilada ($q'' = 800 \text{ W/m}^2$ y $T_{en} = 308 \text{ K}$).

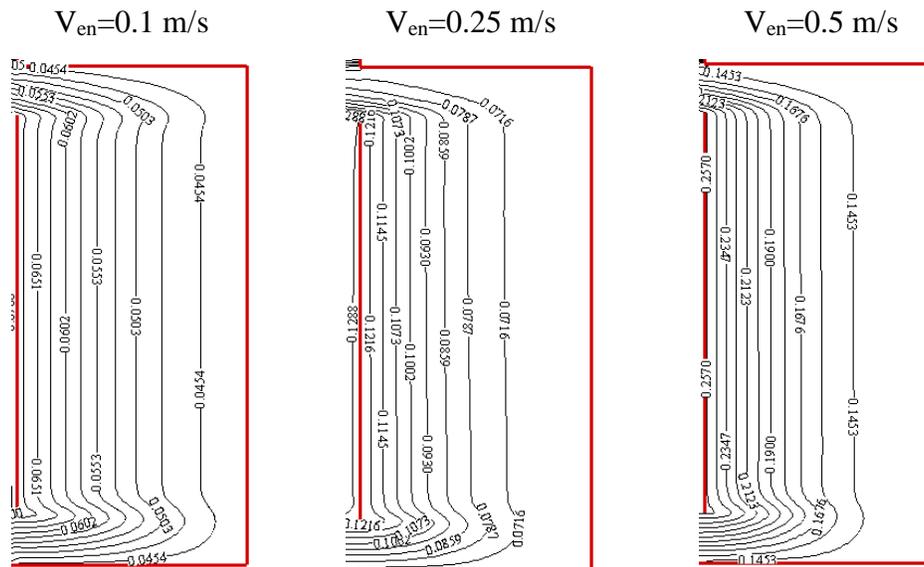


Figura 4.28. Efecto de la velocidad de entrada sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($q''=800\text{W/m}^2$ y $T_{en}=308 \text{ K}$).

El comportamiento de la viscosidad turbulenta para los tres casos se presentan en la Figura 4.29, se puede apreciar una diferencia significativa al aumentar la velocidad de entrada. Para una velocidad de entrada de 0.1 m/s, los valores de la viscosidad turbulenta estuvieron entre 0.005 a 0.095 kg/m·s, con los valores más altos a la entrada y salida del fluido y los más bajos cerca de las paredes verticales. Al aumentar la velocidad de entrada del fluido los valores de la viscosidad turbulenta se incrementan y se localizan en las cercanías de las paredes adiabáticas y de la pared vertical derecha. El nivel de turbulencia es mayor en esas regiones se puede explicar por el choque del fluido entrante con la pared vertical derecha y su posterior ascenso por la cavidad. Cuando la velocidad de entrada es de 0.5 m/s, los valores de la viscosidad turbulenta se encuentran entre 0.0074 y 0.1116 kg/m·s.

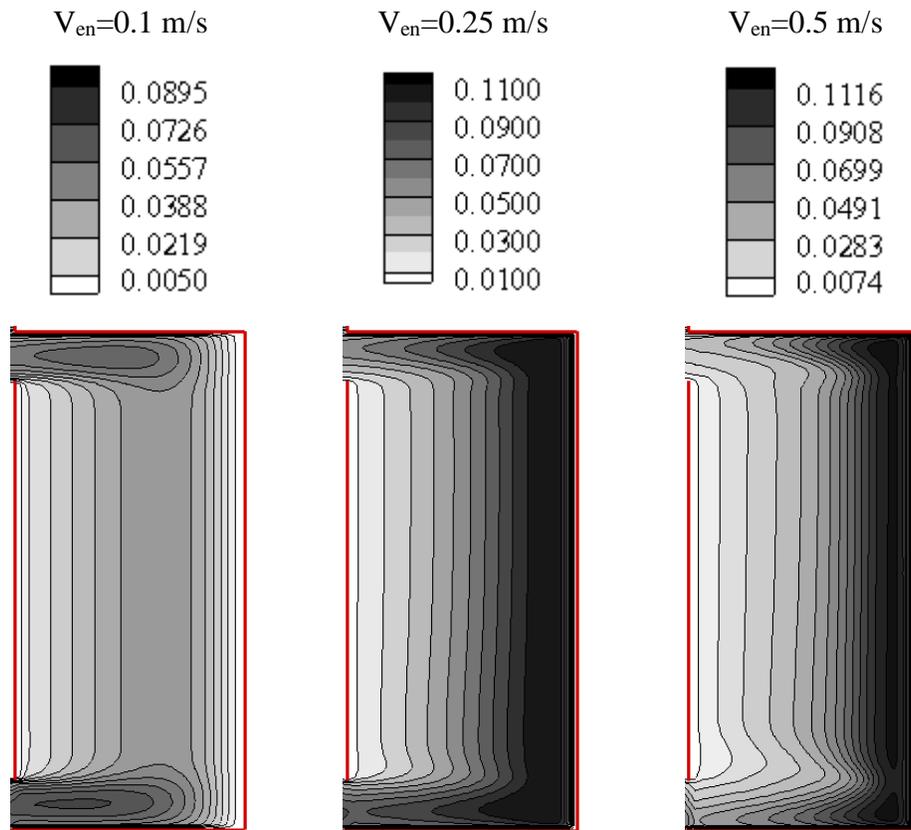


Figura 4.29. Efecto de la velocidad de entrada sobre la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' = 800\text{W/m}^2$ y $T_{\text{en}} = 308\text{ K}$).

En la Figura 4.30 se aprecia que la velocidad de entrada también tiene un efecto importante sobre la energía cinética turbulenta, al aumentar la velocidad de entrada del fluido los valores de la energía cinética turbulenta se incrementan. Para la velocidad de entrada de 0.1 m/s los valores más altos se encuentran en la entrada y cerca de la pared Este, mientras que para las velocidades de 0.25 y 0.5 m/s los valores más altos ocurrieron a la entrada y salida del fluido.

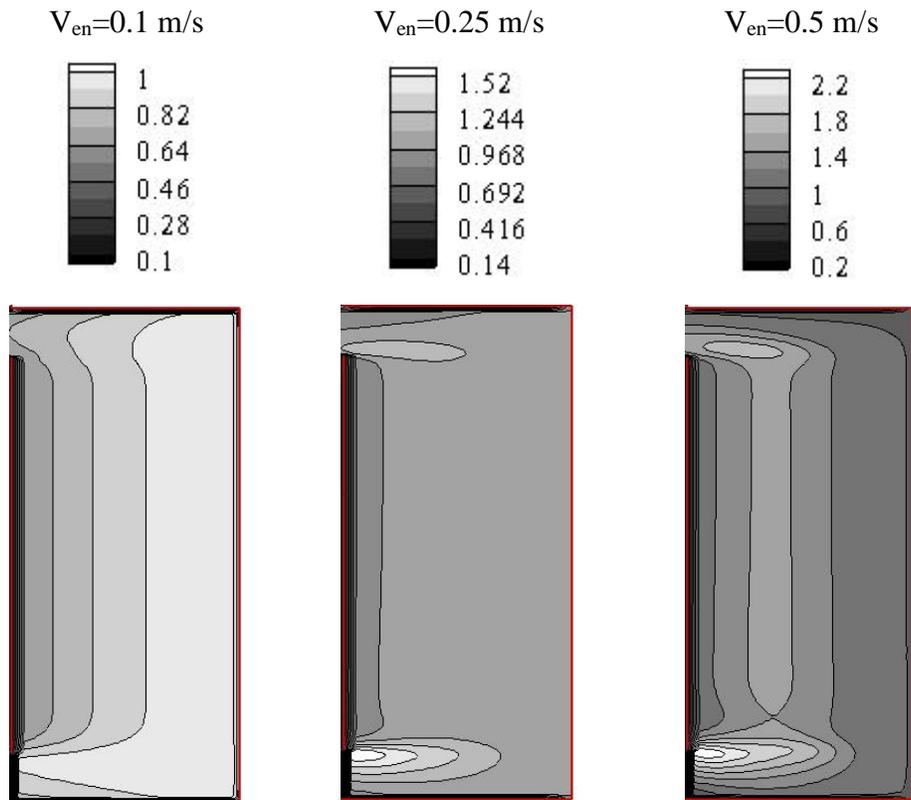


Figura 4.30. Efecto de la velocidad de entrada sobre la energía cinética turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' = 800 \text{ W/m}^2$ y $V_{\text{en}} = 0.25 \text{ m/s}$).

4.4.4 Análisis del efecto del flujo de calor en los campos de temperatura y patrones de flujo para la cavidad ventilada.

En la Figura 4.31 se presentan los campos de temperatura (isotermas) en el interior de la cavidad para diferentes flujos de calor sobre la pared vertical izquierda: 600 W/m^2 , 800 W/m^2 y 1000 W/m^2 , manteniendo la temperatura y velocidad de entrada del fluido en 308 K y 0.25 m/s respectivamente. Los campos de temperatura muestran un incremento en la temperatura del fluido cercano a la pared vertical izquierda con el aumento del flujo de calor. Por otro lado, para los tres flujos de calor considerados, el fluido al moverse por interior de la cavidad va cediendo energía a la pared vertical derecha, por lo

que va disminuyendo su temperatura. Debido a que el fluido se está calentando por el lado izquierdo y enfriando por el lado derecho de la cavidad, se forman gradientes de temperatura elevados cerca de la pared vertical izquierda.

En la Figura 4.32 se muestra el efecto del flujo de calor sobre los patrones de flujo de la cavidad (líneas de corriente), para los casos mencionados previamente. El patrón de flujo para los tres casos es el mismo, se tiene la entrada del aire por la abertura inferior, un cambio en la dirección del flujo para moverse en forma ascendente y salir por la abertura superior de la cavidad. La comparación de los valores de las líneas de corriente, muestra que el cambio es muy ligero al aumentar el flujo de calor; para $q'' = 600 \text{ W/m}^2$ la el valor de la línea de corriente más cercano a la pared oeste es de 0.1213 kg/s y para $q'' = 1000 \text{ W/m}^2$ la línea de corriente más cercana es de 0.1218 m/s .

En la Figura 4.33 se presenta el comportamiento de la magnitud de la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada, en donde se puede apreciar el mismo comportamiento para los tres flujos de calor, los valores más altos se tienen en la cercanía y las esquinas formadas por la pared vertical derecha y los más bajos cerca de la pared vertical izquierda. Los valores de la viscosidad turbulenta estuvieron entre 0.01 y 0.11 kg·m/s .

En la Figura 4.34 se muestra el comportamiento de la energía cinética turbulenta en la cavidad ventilada, en donde se puede apreciar el mismo comportamiento para los tres flujos de calor, los valores más altos se tienen en las entradas y salidas de la cavidad y los más bajos cerca de la pared vertical izquierda. Los valores de la energía cinética turbulenta estuvieron entre 0.15 y $1.52 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

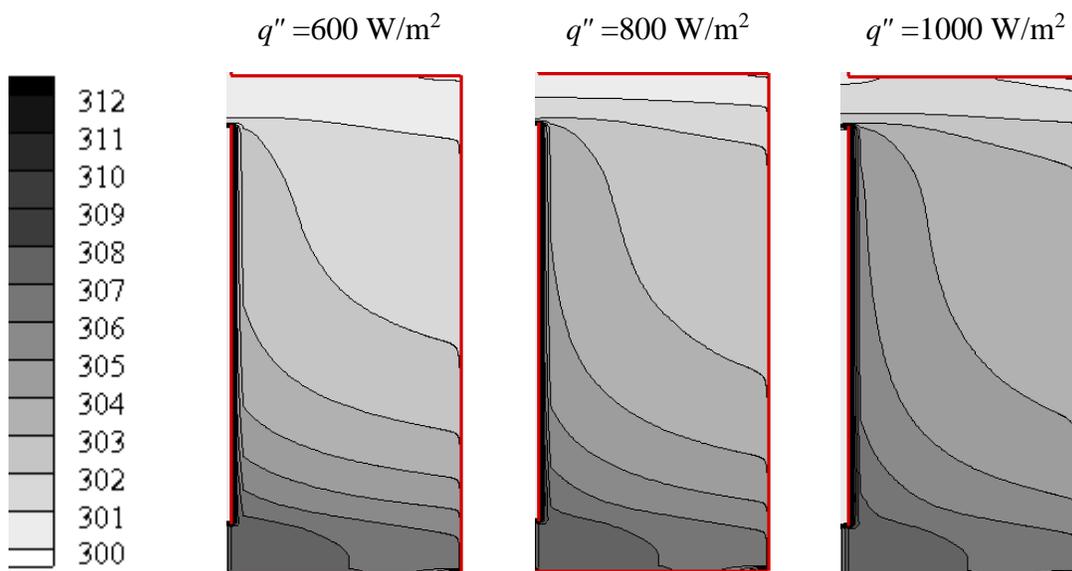


Figura 4.31. Efecto del flujo de calor sobre el campo de temperatura en la cavidad ventilada ($V_{en}=0.25$ m/s y $T_{en}=308$ K).

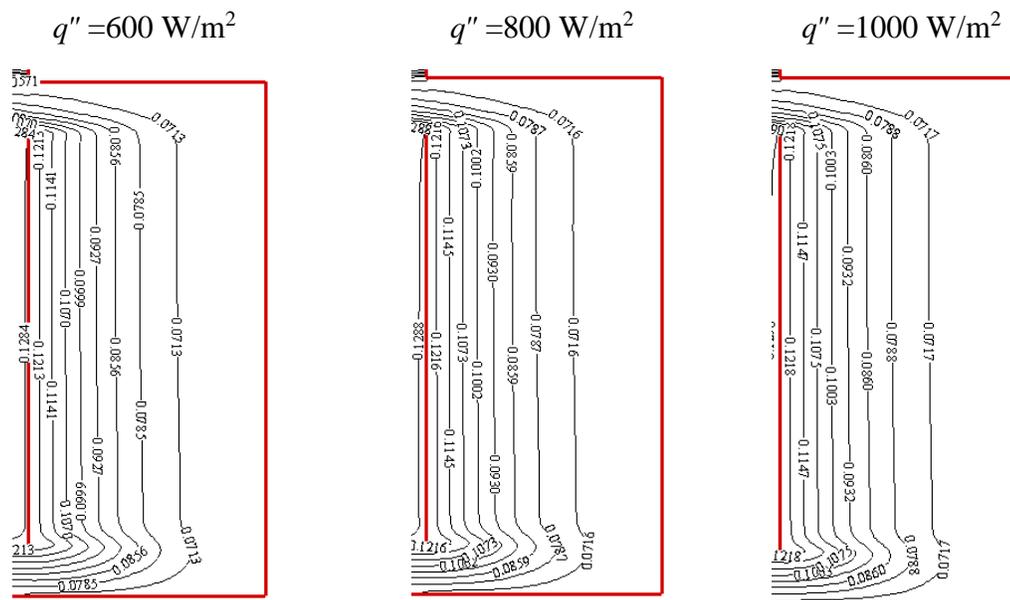


Figura 4.32. Efecto del flujo de calor sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($V_{en}=0.25$ m/s y $T_{en}=308$ K).

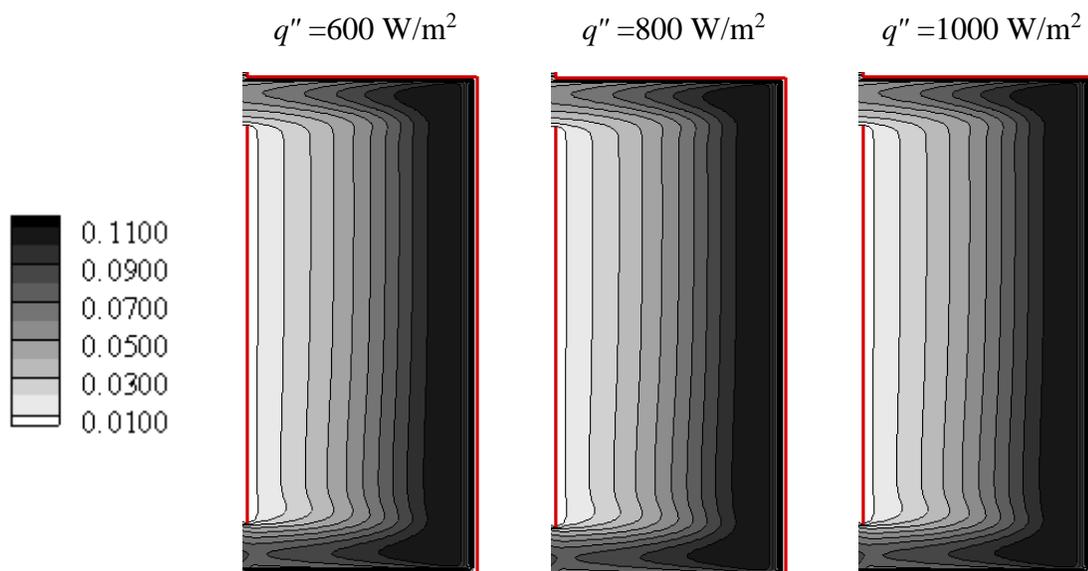


Figura 4.33. Efecto del flujo de calor sobre la viscosidad turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' = 800 \text{ W/m}^2$ y $T_{\text{en}} = 308 \text{ K}$).

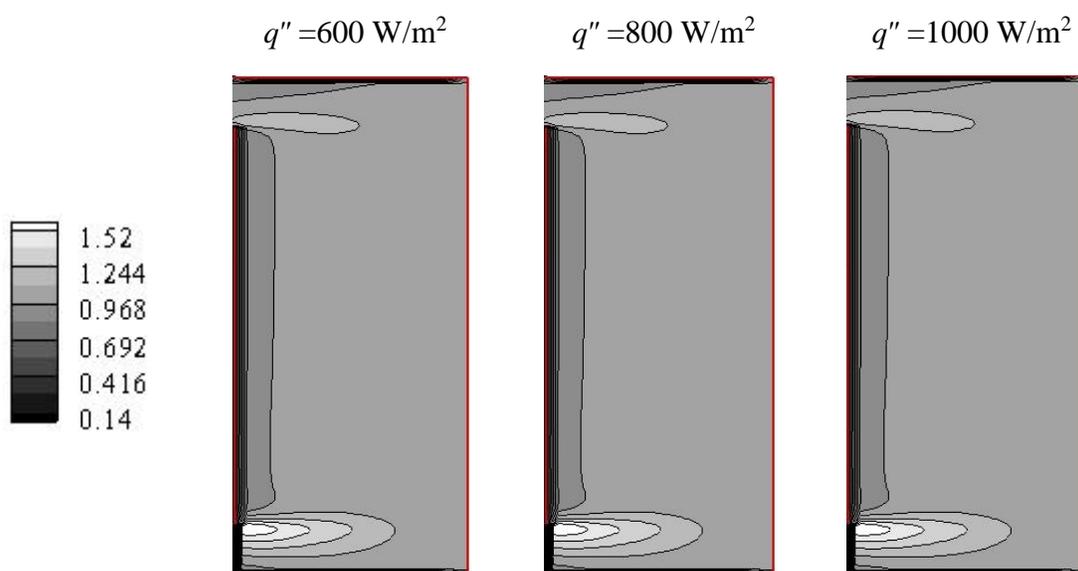


Figura 4.34. Efecto del flujo de calor sobre la energía cinética turbulenta en la cavidad ventilada ($q'' = 800 \text{ W/m}^2$ y $T_{\text{en}} = 308 \text{ K}$).

4.4.5 Análisis de la transferencia de calor en la cavidad ventilada

A continuación se presenta el estudio de la transferencia de calor en la cavidad ventilada. En las Tablas 4.17-4.19, se muestran los valores del número de Nusselt promedio, máximo y mínimo calculados en la pared vertical derecha, así como los coeficientes convectivos promedio.

La Tabla 4.17, presenta los resultados los números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio para una temperatura del fluido de entrada de 298 K. Los valores resultan ser considerablemente mayores a los presentados en la Tablas 4.13-4.14 para la cavidad cerrada, la diferencia se debe fundamentalmente a la corriente de aire que entra y sale recorriendo la cavidad. Se aprecia una diferencia muy grande entre los valores máximo y mínimo del número de Nusselt, lo cual se puede explicar por los elevados gradientes de temperatura que se tienen en la parte inferior de la cavidad. Por otro lado, los valores del número de Nusselt aumentan con el flujo de calor para cada velocidad de entrada del fluido. Al variar la velocidad de entrada, el número de Nusselt se incrementa al aumentar la velocidad de 0.1 m/s a 0.25 m/s, pero disminuye cuando la velocidad es de 0.5 m/s.

Los resultados de los números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio, para una temperatura de entrada de 308 K, se muestran en la Tabla 4.18. Se aprecia que los valores del número de Nusselt y coeficiente convectivo promedio son mayores que los obtenidos a 298 K para todos los casos. Las diferencias porcentuales para el número de Nusselt promedio se encuentran entre 65.7 % ($V_{en}=0.1$ m/s y $q''=600$ W/m²) y 181.7 % ($V_{en}=0.25$ m/s y $q''=600$ W/m²). Para el caso del coeficiente convectivo promedio se tienen diferencias entre 65.7 % ($V_{en}=0.1$ m/s y $q''=600$ W/m²) y 206.6 % ($V_{en}=0.5$ m/s y $q''=600$ W/m²). Para esta temperatura de entrada del fluido, los valores del número de Nusselt aumentan con el flujo de calor y la velocidad de entrada. De nuevo se tiene una gran diferencia entre los valores máximos y mínimos del número de Nusselt.

Tabla 4.17. Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos con una temperatura de entrada de 298 K.

q'' (W/m ²)	Nu_{prom}	Nu_{max}	Nu_{min}	\bar{h} W/(m ² ·K)
$V_{en}=0.1$ m/s				
600	1597.89	2284.64	12.55	20.77
800	2133.86	3085.99	18.43	27.74
1000	2674.69	3895.43	20.83	34.77
$V_{en}=0.25$ m/s				
600	1776.14	2612.04	52.52	23.08
800	2218.34	3249.47	42.74	28.83
1000	2781.26	4116.30	63.23	36.15
$V_{en}=0.5$ m/s				
600	1378.48	2236.69	52.31	17.92
800	1787.07	2920.56	52.91	23.23
1000	2159.10	3533.72	25.11	28.07

Tabla 4.18. Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos con una temperatura de entrada de 308 K.

q'' (W/m ²)	Nu_{prom}	Nu_{max}	Nu_{min}	\bar{h} W/(m ² ·K)
$V_{en}=0.1$ m/s				
600	2647.32	4235.92	935.67	34.42
800	3190.65	4272.13	1111.99	41.48
1000	3719.33	4220.06	1258.12	48.35
$V_{en}=0.25$ m/s				
600	3882.72	7234.49	1385.85	50.48
800	4433.20	7253.13	1698.74	57.63
1000	4932.14	7248.40	1889.28	64.12
$V_{en}=0.5$ m/s				
600	4227.05	6751.62	1838.43	54.95
800	4652.16	6843.60	2133.07	60.48
1000	5055.57	6738.89	2503.09	65.72

Finalmente en la Tabla 4.19, se presentan los resultados de los números de Nusselt y coeficientes convectivos para una temperatura de entrada de 318 K. Se tiene un aumento de los valores del número de Nusselt y coeficiente convectivo promedio con respecto a los obtenidos a 308 K para todos los casos. Los incrementos porcentuales para el número de Nusselt promedio se encuentran en el intervalo 27.9 % ($V_{en}=0.1$ m/s y $q''=1000$ W/m²) a 70.3 % ($V_{en}=0.1$ m/s y $q''=600$ W/m²). Con respecto al coeficiente convectivo promedio el aumento porcentual se encuentra entre 27.9 % ($V_{en}=0.1$ m/s y $q''=600$ W/m²) y 70.3 % ($V_{en}=0.1$ m/s y $q''=1000$ W/m²). Para esta temperatura de entrada del fluido, los valores del número de Nusselt aumentan con el flujo de calor (excepto para $V_{en}=0.1$ m/s y un aumento en el flujo de calor de 600 a 800 W/m²) y la velocidad de entrada. Se aprecia que aumenta la diferencia entre los valores máximos y mínimos del número de Nusselt con la temperatura de entrada del fluido.

Tabla 4.19. Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos con una temperatura de entrada de 318 K.

q'' (W/m ²)	Nu_{prom}	Nu_{max}	Nu_{min}	\bar{h} W/(m ² ·K)
$V_{en}=0.1$ m/s				
600	4509.41	11880.25	1141.76	58.62
800	4208.71	8315.63	1102.88	54.71
1000	4757.05	8382.66	1284.44	61.84
$V_{en}=0.25$ m/s				
600	5896.96	14399.22	1450.16	76.66
800	6440.38	14408.20	1687.67	83.72
1000	6950.51	14419.28	1932.65	90.36
$V_{en}=0.5$ m/s				
600	6920.26	13273.33	2215.62	89.96
800	7373.64	13610.40	2486.03	95.85
1000	7790.18	13627.17	2946.99	101.27

Para el análisis de los resultados de la transferencia de calor en la cavidad alargada ventilada, se define la relación η =calor en la pared izquierda (Oeste)/calor en pared

derecha (Este). A continuación se presenta a η como función de: la temperatura de entrada del fluido, la velocidad de entrada del fluido y el flujo de calor en la pared izquierda.

En la Figura 4.35, se presenta el efecto de la temperatura de entrada del fluido sobre la relación η (para $V_{en}=0.25$ m/s). Se tienen valores entre 0.83 y 0.88 cuando la temperatura de entrada del aire es de 298 K, lo que indica que la ventilación con aire, extrae de la cavidad entre 17% y 12 % del calor recibido en la pared Oeste. Sin embargo al aumentar la temperatura de entrada del fluido, los valores de la relación η se encuentran entre los intervalos: 1.47-1.93 para $T_{en}=308$ K y 1.51-2.10 para $T_{en}=318$ K, por lo que ahora la corriente de aire que entra a la cavidad incrementa entre 47 % y 110 % el calor que se transfiere por la pared Este.

En la Figura 4.36, se presenta la variación de la relación η con la velocidad entrada de aire para una temperatura de entrada de aire de 298 K. En este caso se observa que para una velocidad de entrada del aire es de 0.1 m/s, el valor de η se mantiene constante en 0.8; mientras que para una velocidad de entrada de 0.5 m/s, la relación η disminuye con el flujo de calor de 0.69 para $q''=600$ W/m² a 0.64 con $q''=1000$ W/m².

Finalmente la Figura 4.37, muestra el cambio de η_s con el flujo de calor en la pared Oeste para una velocidad de entrada del fluido de 0.25 m/s. Se aprecia que η es prácticamente independiente del flujo de calor cuando la temperatura de entrada del fluido es de 298 K; mientras que al aumentar la temperatura de entrada del fluido η aumenta al reducir el flujo de calor que recibe la pared Oeste. El aumento en η es más importante para $T_{en}=318$ K, en donde η se reduce de 1.93 ($q''=600$ W/m²) a 1.47 ($q''=1000$ W/m²).

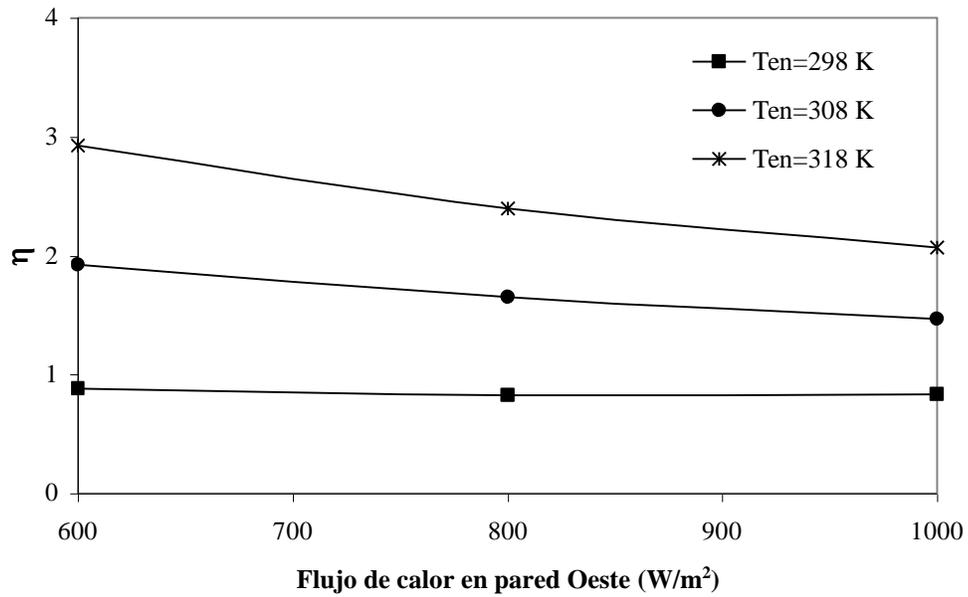


Figura 4.35. Efecto de la temperatura de entrada del fluido ($V_{en}=0.25$ m/s) sobre la relación η .

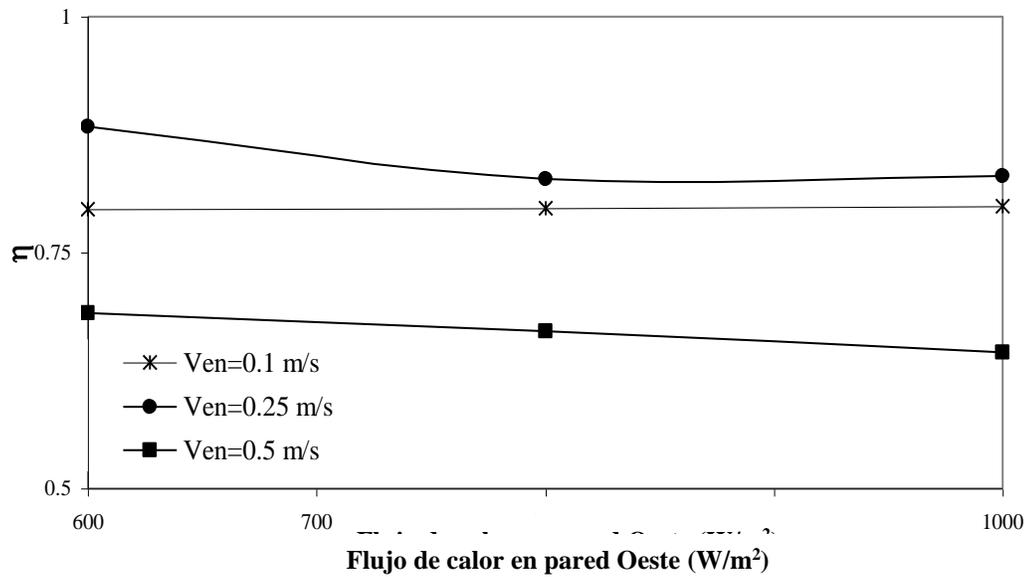


Figura 4.36. Efecto de la velocidad de entrada del fluido ($T_{en}=298$ K) sobre la relación η .

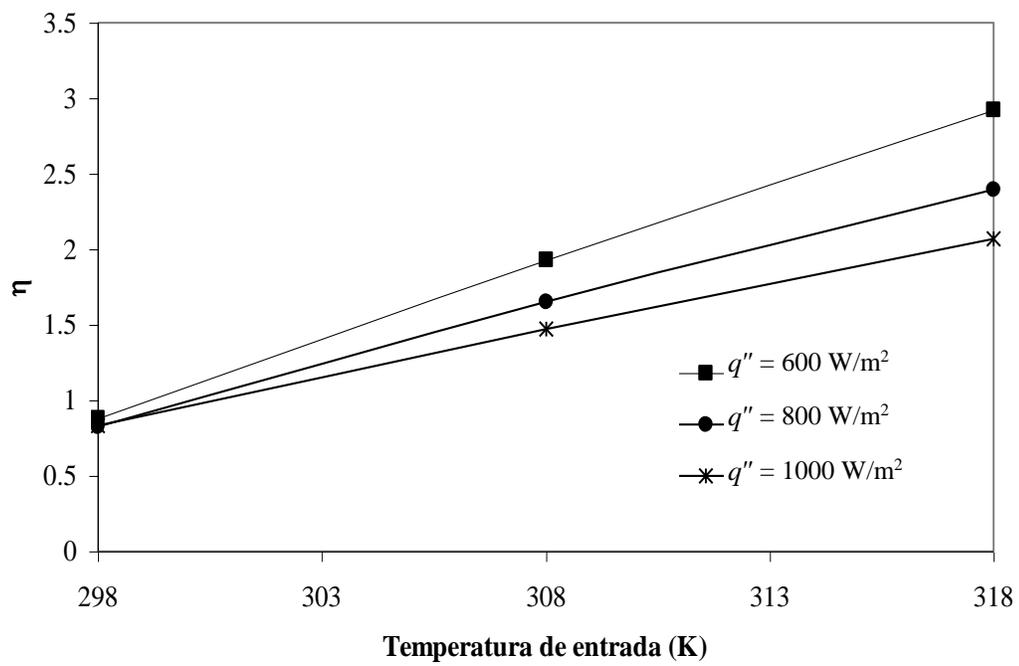


Figura 4.37. Efecto del flujo de calor sobre la relación η ($V_{en}=0.25 \text{ m/s}$).

CAPITULO V 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 una relación de aspecto de 20. Se utilizó el software comercial Fluent 6.3 y el modelo de turbulencia k- ϵ estándar. Como parte de los estudios de validación de los resultados numéricos, se obtuvieron resultados para comparar con los datos experimentales del artículo de Betts y Bokhari (2000), los cuales corresponden a una cavidad alargada cerrada calentada diferencialmente. En forma adicional se realizó una comparación con los resultados experimentales de la cavidad ventilada estudiada por Nielsen (1990) utilizando tres diferentes modelos de turbulencia y se obtuvieron resultados en una cavidad cerrada alargada (relación de aspecto de 20) para tres diferencias de temperatura: 10, 20 y 30 K, en dos y tres dimensiones.

Los resultados de la transferencia de calor en la cavidad se obtuvieron estableciendo flujos de calor en la pared vertical izquierda de: 600, 800 y 1000 W/m², manteniendo la pared vertical derecha a una temperatura constante de 298 K, mientras que las de más paredes se consideraron como adiabáticas. Se permitió la entrada de aire con temperaturas de: 298, 308 y 318 K y a velocidades de: 0.1, 0.25 y 0.5 m/s.

A partir de los resultados obtenidos se pudo concluir lo siguiente:

1. La comparación entre los datos numéricos obtenidos con el software Fluent y los datos experimentales presentados en el artículo de Betts y Bokhari; indicó que el modelo k- ϵ -realizable con la aproximación de Boussinesq fue el que mejor se ajustó con una diferencia del 0.085% para el perfil de temperatura a la mitad de la altura de la cavidad y 11.7% para el perfil de la velocidad vertical en la misma posición.
2. Los número de Nusselt promedio de la cavidad obtenido con Fluent (utilizando varios modelos de turbulencia) y los calculados con varias correlaciones experimentales y

- numéricas; tuvieron desviaciones porcentuales para el modelo de turbulencia κ - ϵ realizable entre 1.41 % (al comparar con la correlación EN 673) y 1.18 % (comparando con Xamán et al), con un valor promedio de 3.56 %.
3. La simulación numérica tridimensionales de la cavidad de Betts-Bokhari reduce la diferencia porcentual, que se tenía entre los datos experimentales y los numéricos bidimensionales, en 0.01%; para la temperatura, mientras que para los datos de la componente-y de la velocidad fue de 1.8%.
 4. En la cavidad ventilada de Nielsen se obtuvo la menor discrepancia con los resultados experimentales utilizando el modelo de turbulencia k- ϵ estándar.
 5. En la cavidad cerrada alargada, la diferencia en los resultados tridimensionales y bidimensionales es despreciable para las distribuciones de temperatura en diferentes profundidades, excepto para la que se encuentra muy cerca de las paredes de la cavidad ($z=0.02$). Algo similar ocurre con las distribuciones de la componente-y de la velocidad, en donde para $z=0.02$, en donde se aprecia un aumento en los valores de la velocidad.
 6. Las diferencias porcentuales en la cavidad cerrada para la transferencia de calor entre los resultados con propiedades variables y con la aproximación de Boussinesq, estuvieron entre 4.25% para la diferencia de temperatura de 10 K y 6.38% para una diferencia de temperatura de 30 K. Mientras que las diferencias porcentuales en el número de Nusselt promedio se encontraron entre 1.47 % para una diferencia de temperatura de 10 K y 9.1% para una diferencia de temperatura de 30 K.
 7. Los números de Nusselt promedio de la cavidad cerrada alargada (con una relación de aspecto de 20) obtenidos con Fluent, tuvieron desviaciones porcentuales promedio con respecto a las correlaciones experimentales y numéricas de la literatura, entre 7.5 % (al comprar con la correlación experimental de Yin et al) y 18 % (al comprar con la correlación numérica de Xamán et al.)
 8. El patrón general del campo de temperatura en la cavidad ventilada indica que la pared vertical derecha sirve como sumidero de calor y enfría al aire conforme se mueve por la cavidad, formando gradientes de temperatura elevados en las cercanías de las paredes verticales.

9. El efecto de la temperatura de entrada sobre el patrón de flujo es imperceptible.
10. La viscosidad turbulenta varía ligeramente con la temperatura de entrada del aire en la cavidad, los valores aumentan al acercarse a la pared vertical derecha.
11. Los valores de la energía cinética turbulenta varían ligeramente con la temperatura de entrada del aire a la cavidad.
12. La velocidad de entrada tiene un efecto importante sobre la energía cinética turbulenta, al aumentar la velocidad de entrada del fluido los valores de la energía cinética turbulenta se incrementan.
13. Las velocidades con las que el fluido circula en la cavidad son mayores cuando la velocidad de entrada es de 0.5 m/s.
14. Los campos de temperatura muestran un incremento en la temperatura del fluido cercano a la pared vertical izquierda con el aumento del flujo de calor.
15. Los valores de los coeficientes convectivos de transferencia de calor en la cavidad abierta ventilada, resultan ser considerablemente mayores a los obtenidos en la cavidad cerrada.
16. En general, los valores del número de Nusselt promedio en la cavidad alargada ventilada aumentan con la temperatura de entrada del fluido, el flujo de calor en la pared Oeste y con la velocidad de entrada del fluido.
17. Existe una diferencia muy grande entre los valores máximo y mínimo del número de Nusselt debido a los elevados gradientes de temperatura que se tienen en la parte inferior de la pared Este de la cavidad ventilada.
18. Los valores de la relación entre el calor recibido en la pared Oeste y el calor transferido por la pared Este (η) se encuentran entre 0.83 y 0.88 cuando la temperatura de entrada del aire es de 298 K, lo que indica que la ventilación con aire, extrae de la cavidad entre 17% y 12 % del calor recibido en la pared Oeste. Al aumentar la temperatura de entrada del fluido, los valores de la relación η se encuentran entre los intervalos: 1.47-1.93 para $T_{en}=308$ K y 1.51-2.10 para $T_{en}=318$ K, por lo que ahora la corriente de aire que entra a la cavidad incrementa entre 47 % y 110 % el calor que se transfiere por la pared Este.

BIBLIOGRAFÍA

Albets-Chico, X, Oliva, A, Perez-Segarra, CD, Numerical experiments in turbulent natural convection using two-equation eddy-viscosity models, *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME* 130 (2008).

B. E. Launder and D. B. Spalding. *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, London, England (1972).

Comisión Federal de Electricidad (2008).

D. C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.

Daffa'alla, A. A. y Betts, P. L. Experimental study for turbulent natural convection in a tall air cavity, *Reporte TFD/91/6*, UMIST, UK, (1991).

EN 673, *Glass in building: determination of thermal transmittance (U value): Calculation method*, European Committee for Standardization, Brussels (1997).

F. Mootz, J. Beziañ., Numerical study of a ventilated facade panel, *Solar energy* 57 (1996) 42-44.

Heinrich Manz, Total solar energy transmittance of glass double façades with free convection. *Energy and Buildings* 36 (2004) 127–136.

Heinrich Manz., Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements, *Energy and Buildings* 35 (2003) 305–311.

<http://www.cfe.gob.mx/es/LaEmpresa/transmisionydistribucion/estadisticasdeventas/>

J. Xamán, G. Álvarez, L. Lira, C. Estrada, Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of facade elements, *Energy and Buildings* 37 (2005) 787–794.

J. Xamán, J. Hinojosa, J. Flores, R. Cabanillas, Effect of the surface thermal radiation on turbulent natural convection in tall cavities of façade elements, *Heat and Mass Transfer* 45 (2008) 177-185.

K. Yin, T.Wung, K. Chen, Natural convection in an air layer enclosed within rectangular cavities, *International Journal of Heat Mass Transfer* 21 (1998) 307–315.

- Key World Energy Statistics. International Energy Agency (IEA). (2007).
- Nassim Safer, Monika Woloszyn, Jean Jacques Roux., Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with a venetian blind, *Solar Energy* 79, (2005) 193–203.
- Nielsen P., Specification of a two dimensional test case, Energy conservation in buildings and community system, Annex 20, Denmark (1990).
- Omri and S. Ben Nasrallah, Control volume finite element numerical simulation of mixed convection in an air-cooled cavity, *Numerical Heat Transfer, Part A* 36 (1999) 615-637.
- P.L. Betts, I.H. Bokhari, Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 21 (2000) 675-683.
- Pérez-Segarra, A. Oliva, M Costa, F. Escanes. Numerical experiments in turbulent natural and mixed convection in internal flows, *International Journal of Numerical Methods of Heat and Fluid Flow* 5, (1995) 13-33.
- S. ElSherbiny, G. Raithby, K. Hollands, Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers, *Journal of Heat Transfer* 104, (1982) 96–102.
- Shunichi, Wakitani, Flow patterns of natural convection in an air-filled vertical cavity, *Physics of fluids* (1998) 10-8.
- Sylvie Lorente, Heat losses through building walls with closed, open and deformable cavities, *International Journal of Energy Research* 26 (2002) 611-632.
- T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, J. Zhu, A new κ - ϵ eddy-viscosity model for high reynolds number turbulent flows –Model development and validation, *Computer fluids* 24(3) (1995) 227-238.
- V Technical Paper. Intergovernmental Panel on Climate Change, (IPCC). Climate Change and Biodiversity. 2002.
- Van Leer B, Towards the ultimate conservative difference scheme, *Journal Com. Physics* 32 (1979) 101-136.
- Xamán V., Transferencia de calor en sistemas térmicos: soluciones analíticas-numéricas (2006) 87-126.

Y. Zhou, R. Zhang, I. Staroselsky, H. Chen. Numerical simulation of laminar and turbulent buoyancy-driven flows using a lattice Boltzmann based algorithm, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 4869–4879.

Yang, HX, Zhu, ZJ, Numerical study of three-dimensional turbulent natural convection in a differentially heated air-filled tall cavity, *International communications in heat and mass transfer* 35 (2008).

ZJ. Zhu, H.X. Yang. Numerical investigation of transient laminar natural convection of air in a tall cavity. *Heat and Mass Transfer* 39, (2003) 579-587.

Zöllner, E.R.F. Winter, R. Viskanta., Experimental studies of combined heat transfer in turbulent mixed convection fluid flows in double-skin-facades, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2001) 4401–4408.