

CFD modeling of basic convection cases in enclosed environments: Needs of CFD beginners to acquire skills and confidence on CFD modeling

Modelación CFD de casos básicos de convección en ambientes cerrados: Necesidades de principiantes en CFD para adquirir habilidades y confianza en la modelación CFD

Magdalena Cortés*, Paul Fazio**, Jiwu Rao**, Waldo Bustamante***, Sergio Vera^{1***}

* Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago. CHILE

** Concordia University, Montreal, Quebec. CANADA

*** Center for Sustainable Urban Development (CEDEUS). Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago. CHILE

Fecha de Recepción: 22/01/2014

Fecha de Aceptación: 04/03/2014

PAG 22-45

Abstract

Prediction of airflow pattern velocities, temperature, moisture and pollutants concentration is required to design healthy and comfortable indoor environments. Computational Fluid Dynamics (CFD) is the most advanced technique to model and predict the airflow in enclosed environments. However, the main errors in CFD models and their results are linked to the human factor. Beginners on CFD modeling do not account with skills, experience and engineering judgment to generate robust and reliable CFD models. This process is not intuitive and new CFD users need guidance. This paper aims to provide more complete information on CFD modeling of basic natural, forced and mixed convection cases that would allow CFD beginners to acquire skills and confidence. CFD modeling includes mesh generation, setting convergence criteria and under-relaxation factors, and evaluating different turbulence models for each convection case. Results show that users' expertise is needed in each step of CFD modeling, even for these basic convection cases.

Keywords: CFD, enclosed environments, new CFD users, turbulence models, CFD validation

Resumen

La predicción de patrones de flujo de aire, velocidad, temperatura, humedad y concentración de contaminantes son requeridos para el diseño de ambientes interiores saludables y confortables. La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) es la técnica más avanzada para modelar y predecir los flujos de aire en ambientes cerrados. Sin embargo, los principales errores en los modelos CFD y en sus resultados están relacionados con el factor humano. Los principiantes en modelación CFD no cuentan con las habilidades, experiencia y juicio ingenieril para generar modelos robustos y confiables. Este proceso no es intuitivo y los nuevos usuarios necesitan orientación. Este artículo busca proveer información más completa sobre la modelación CFD de casos básicos de convección natural, forzados y mixtos que permitirán a los nuevos usuarios adquirir las habilidades y confianza. La modelación CFD incluye la generación de malla, definición de criterios de convergencia y factores de relajación, y la evaluación de modelos de turbulencia para cada caso. Los resultados muestran que es necesaria la experiencia de los usuarios en cada paso de la modelación CFD, incluso para casos simples de convección.

Palabras claves: CFD, ambientes cerrados, nuevos usuarios CFD, modelos de turbulencia, validación CFD

1. Introducción

La distribución de aire en los ambientes interiores de edificios tiene impactos significativos sobre la calidad del aire interior, confort térmico y eficiencia energética. Parámetros importantes del aire intramuros son la temperatura y la humedad relativa; la concentración de contaminantes como el dióxido de carbono (CO₂) y los compuestos orgánicos volátiles (VOC); las temperaturas de las superficies interiores; y la distribución de la velocidad del aire y la intensidad de la turbulencia (Zhai et al., 2007). El flujo de aire en ambientes cerrados puede ser natural, forzado o mixto e impulsado por fuerzas diferentes tales como infiltración inducida por viento, flotabilidad térmica y ventilación mecánica.

1. Introduction

Indoor air distribution in buildings has significant impacts on thermal comfort, indoor air quality and energy efficiency. Important indoor air parameters are temperature and relative humidity; pollutants concentration such as carbon dioxide (CO₂) and volatile organic compounds (VOC); indoor surface temperatures; and distribution of air velocity and air turbulence intensity (Zhai et al., 2007). Indoor airflow in building can be natural, forced or mixed and driven by different forces such as wind-induced infiltration, thermal buoyancy, and mechanical ventilation.

¹ Autor de correspondencia / Corresponding author:

Profesor Departamento de Ingeniería y Gestión de la Construcción. Ingeniería UC

E-mail: svera@ing.puc.cl



La técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD, en inglés) ha tenido un rápido avance después de su primera aplicación para simular las corrientes de aire interiores realizada por Nielsen (1974). Similar a las herramientas de simulación energética para las edificaciones, hoy en día, la modelación CFD se aplica amplia e intensamente en las etapas de diseño de los edificios. Es una herramienta adecuada para modelar las condiciones del aire intramuros tanto para la investigación como para el diseño ya que puede ahorrar tiempo y esfuerzos (Hajdukiewicz et al., 2013). Sin embargo, ésta conlleva el riesgo de obtener resultados erróneos debido a la falta de habilidades de los usuarios en modelación CFD y experticia para tratar problemas ingenieriles específicos del aire interior. Por lo tanto, los códigos de modelación CFD y las habilidades del usuario deben ser verificados y validados para obtener simulación exitosas y resultados confiables (AIAA, 1998).

La modelación CFD exige contar con experticia en:

- Decidir cómo modelar un problema ingenieril específico. Por ejemplo, la física de un problema podría ser representada como 2D o 3D, y en estado transiente o estacionario.
- Definir la geometría que representa el problema ingenieril del ambiente interior.
- Generar una malla adecuada, lo que incluya decisiones sobre las dimensiones y topología del mallado así como también verificar que los resultados son independientes de la malla utilizada.
- Establecer las propiedades de los fluidos.
- Establecer las condiciones de borde tales como las condiciones de borde de los muros (temperatura de la superficie, flujo de calor), entradas y retornos de aire, fuentes y sumideros de calor y de humedad, etc.
- Definir algoritmos de solución, tales como métodos de solución basados en la presión o densidad.
- Escoger un modelo de turbulencia adecuado que entregue resultados confiables para el flujo de aire característico del problema.
- Establecer parámetros numéricos como esquemas de diferenciación, factores de relajación, paso de tiempo en caso de problemas en estado transiente, número de iteraciones, criterios de convergencia, etc.

Muchos códigos de modelación CFD ya han sido verificados, por lo que gran parte de los errores en la simulación de ambientes cerrados usando CFD recaen en el factor humano. Estos errores están asociados a la actitud del usuario y a su experiencia (Casey & Wintergeste, 2000). A menudo, los usuarios sin experiencia pueden no darse cuenta de que los resultados son erróneos, esto debido al acceso fácil a softwares comerciales con interfaces amigables para el usuario y coloridos resultados que aumentan el riesgo de una falsa confianza.

Computational Fluid Dynamics (CFD) technique has had a rapid advance since its first application to simulate indoor airflows by Nielsen (1974). Similarly to building energy simulation tools, nowadays, CFD is extensively and intensively applied in the design stage of buildings. It is a well suited tool to model indoor air conditions for research and design because CFD modeling might save time and effort (Hajdukiewicz et al., 2013). However, this involves an important risk of obtaining erroneous results due to lack of user skills on CFD modeling and expertise to deal with indoor air specific engineering problems. Therefore, CFD codes and user skills need to be verified and validated to obtain successful simulations and reliable results (AIAA, 1998).

Mainly, CFD modeling requires expertise to:

- *Decide how to model a specific engineering problem. For instance, the physics of the problem could be represented as 2D or 3D and steady-state or transient.*
- *Define the geometry that represents the indoor environment engineering problem.*
- *Generate a proper mesh which includes deciding about size and meshing topology as well as testing grid independence.*
- *Set the fluid properties.*
- *Set the boundary condition such as wall boundary conditions (surface temperature, heat flux), air supply and outlets, heat and moisture sources and sinks, etc.*
- *Define solution algorithms, such as pressure or density based solution methods.*
- *Choose a proper turbulence model that provides reliable results for the characteristic airflow of the problem.*
- *Establish the numerical parameters such as differencing schemes, under-relaxation factors, time-step in case on transient problems, number of iteration, convergence criteria; etc.*

Since several CFD codes have been already widely verified, errors to simulate indoor environments via CFD technique are mostly linked to the human factor. These errors are associated to user's attitude and their experience and training (Casey & Wintergeste, 2000). It often happens that inexperienced users may not realize that results are wrong due to the high accessibility to commercial software with friendly user interfaces and colorful results which increases the risk of false confidence.



La guía "Best Practice Guidelines for Quality and Trust in Industrial CFD" (Casey & Wintergeste, 2000) señala la necesidad de un entrenamiento para los usuarios de CFD y entrega las pautas para hacerlo. Además, las pautas de la AIAA (1998), ERCOFTAC (Casey & Wintergeste, 2000), ASHRAE (Chen & Srebric, 2001), y Oberkampf y Trucano (2002) muestran los procedimientos para validar los modelos CFD basados en la comparación de los resultados de simulaciones CFD para diversos modelos de turbulencia con datos experimentales. Ambos procedimientos, podrían ayudar a los nuevos usuarios de CFD a adquirir la experiencia y confianza necesarias para la modelación de ambientes cerrados.

Sin embargo, la desventaja de estos procedimientos es que el foco principal está puesto en la evaluación de diferentes modelos de turbulencia para ambientes cerrados, pero no entregan información detallada sobre los parámetros usados en esos modelos CFD, ni los juicios ingenieriles aplicados para definir los parámetros de modelación ni cómo generar un modelo representativo de la realidad. Esta información es útil para que el nuevo usuario de CFD pueda adquirir las habilidades y confianza en este tipo de modelación.

En consecuencia, este artículo busca entregar una información más completa sobre la modelación CFD de casos básicos de convección natural, forzada y mixta. Se presenta la validación CFD de cinco modelos de turbulencias $k-\epsilon$ y $k-\omega$ para mostrar el criterio y los juicios ingenieriles usados para modelar los casos de Ampofo y Karayiannis (2003) para convección natural (NC, en inglés), Restivo (1979) para convección forzada (FC, en inglés) y Blay et al. (1992) para convección mixta (MC, en inglés). El proceso de validación CFD y datos presentados en este trabajo podrían ser usados como ejercicios para que los nuevos usuarios CFD adquieran las habilidades y la experiencia necesarias de modelación CFD.

2. Evaluación de los modelos de turbulencias y estudios experimentales

Esta investigación propone que el proceso de validación CFD sea de acuerdo con las guías CFD (AIAA, ASHRAE, etc.) y complementado con información sobre los parámetros usados y los juicios ingenieriles aplicados, es una metodología adecuada para capacitar a usuarios CFD sin experiencia previa. Gran parte de la validación CFD está enfocada en las dos últimas décadas para evaluar diferentes modelos de turbulencia. Esto requiere de conjuntos de datos experimentales para comparar resultados de CFD de las cantidades predichas con las mediciones experimentales (por ej., velocidad del aire, temperatura, energía cinética turbulenta, etc.). En las secciones siguientes se resumen los estudios más recientes de evaluación de los modelos de turbulencia, así como los casos experimentales básicos para NC, FC y MC que serán modelados como ejercicios de entrenamiento para los nuevos usuarios de CFD.

The "Best Practice Guidelines for Quality and Trust in Industrial CFD" (Casey & Wintergeste, 2000) shows the training need for CFD users and provide guidelines to do this. Also, the guidelines for CFD modeling of AIAA (1998), ERCOFTAC (Casey & Wintergeste, 2000), ASHRAE (Chen & Srebric, 2001), and Oberkampf and Trucano (2002) show procedures to validate CFD models based on comparing CFD simulation results for various turbulence models experimental data. Both procedures would help new CFD users to acquire confidence and expertise on modeling of indoor environments.

However, the disadvantage of these procedures is that the main focus is to evaluate different turbulence models for enclosed environments, but they do not provide detailed information about parameters used on these CFD models, the engineering judgments applied to define the modeling parameters and how to generate a representative model of reality. This information is useful for new CFD user to acquire skill and confidence on CFD modeling.

In consequence, this paper aims to provide more complete information on CFD modeling of basic natural, forced and mixed convection cases. CFD validation of five $k-\epsilon$ and $k-\omega$ turbulence is followed to show the criteria and engineering judgments used to model the cases of Ampofo and Karayiannis (2003) for natural convection (NC), Restivo (1979) for forced convection (FC) and Blay et al. (1992) for mixed convection (MC). The CFD validation process and datasets shown in this paper could be used as training exercises for new CFD users to acquire skills and expertise on CFD modeling.

2. Review on evaluating turbulence models and experimental studies

This paper proposes that CFD validation process according to CFD guidelines (i.e. AIAA, ASHRAE, etc.) and complemented with information about parameters used and the engineering judgments applied is a proper methodology for training of inexperienced CFD users. CFD validation has focused in a major part of the last two decades to evaluate different turbulence models. This requires experimental datasets to compare CFD results of predicted quantities with experimental measurements (i.e. air velocity, temperature, turbulent kinetic energy, etc.). The following sections summarize most recently studies in evaluating turbulence models, as well as basics experimental setups for NC, FC and MC that will be modeled on CFD as training exercises for new CFD users.



2.1 Evaluación de los modelos de turbulencia

Existe una gran cantidad de estudios relacionados con la evaluación de los modelos de turbulencia para ambientes cerrados. Muchos se centran en la evaluación de las capacidades de los diferentes modelos de turbulencia ($k-\varepsilon$ estándar, $k-\varepsilon$ RNG, $k-\varepsilon$ realizable, $k-\omega$ estándar, SST $k-\omega$, etc.) para predecir los patrones de flujos de aire y las condiciones ambientales interiores para convección natural, forzada y mixta en cavidades cerradas, y en oficinas y atrios reales. La Tabla 1 resume algunos de esos estudios, los que cubren una amplia gama de modelos de turbulencia, desde modelos simples como el método Ecuación-cero de Chen y Xu (1998) hasta modelos más avanzados como los modelos de simulación de torbellino-separado (detached-eddy simulation models) de (Shur et al. 1999). La tabla entrega una evaluación del comportamiento de los diversos modelos de turbulencia para predecir la temperatura y velocidad desde "A" a "D" de acuerdo con la información entregada por los estudios revisados. "A", "B", "C" y "D" significa que los errores entre las mediciones y simulaciones es menor al 20%, entre 20 y 30%, entre 30 y 40%, y mayor al 40%, respectivamente.

2.1. Evaluation of turbulence models

There is a large amount of work on evaluating turbulence models for indoor environments. Many works have focused on evaluating the capabilities of different turbulence models ($k-\varepsilon$ standard, $k-\varepsilon$ RNG, $k-\varepsilon$ realizable, $k-\omega$ standard, $k-\omega$ SST, etc.) to predict the airflow pattern and indoor environmental parameters for natural, forced and mixed convection flows in laboratory enclosed cavities and in real offices or atriums. Table 1 summarizes some of these studies which cover a broad range of turbulence models, from simpler turbulence models such as zero-equation model of Chen and Xu (1998) to more advanced models such as detached-eddy simulation models of (Shur et al. 1999). The table provides a performance evaluation of different turbulence models to predict temperature and velocity from "A" to "D" according to the information provided in the revised studies. "A", "B", "C" and "D" mean that errors between measurements and simulations are less than 20%, between 20 and 30%, between 30 and 40%, and over 40%, respectively.



Tabla 1. Revisión de la literatura sobre el comportamiento de los modelos de turbulencia
Table 1. Literature review on performance of turbulence models

	Artículo/ Paper		Laminar	0- ec/0 -eq	LR k-ε	k-ε estándar/ standard	k-ε Realizable	k-ε RNG	k-ω estándar/ standard	k-ω SST	k-ω BSL	v2f	V2f- dav	RSM	LES	DES	SMC- DH	EBM		
Convección Natural/Natural Convection	(Choi and Kim 2012)	Temperatura/ Temperature																		
		Velocidad/ Speed				C				B			A					A	A	
	(Rundle et al. 2011)	Temperatura/ Temperature																		
		Velocidad/ Speed					C													
	(Zhang et al. 2007)	Temperatura/ Temperature			B		C		A		A			A	A	A	C			
		Velocidad/ Speed			D		B		B		A			A	B	B	D			
	(Rundle and Lightstone 2007)	Temperatura/ Temperature								A	A									
		Velocidad/ Speed								A	B									
(Omri and Galanis 2007)	Temperatura/ Temperature									A										
	Velocidad/ Speed									A										
(Zitzmann, Cook and Pfrommer 2005)	Temperatura/ Temperature								A	A										
	Velocidad/ Speed								B	A										
(Choi et al. 2004)	Temperatura/ Temperature					B				B		A						A		
	Velocidad/ Speed					C				A		A						A		
Convección forzada/Forced Convection	(Cao et al. 2011)	Temperatura/ Temperature								A										
		Velocidad/ Speed								A										
	(Susin et al. 2009)	Temperatura/ Temperature				A			B	B										
		Velocidad/ Speed																		
	(Zhang et al. 2007)	Temperatura/ Temperature			C		A		A		C			A	B	A	C			
Velocidad/ Speed						B		B		C			B	B	B	C				
(Posner, Buchanan and Dunn-Rankin 2003)	Temperatura/ Temperature																			
(Voigt 2000)	Temperatura/ Temperature																			
	Velocidad/ Speed				A	A			A	C	A									
Convección mixta/Mixed Convection	(Rohdin and Moshfegh 2011)	Temperatura/ Temperature				B	B	B												
		Velocidad/ Speed				B	B	B												
	(Vera, Fazio and Rao 2010)	Temperatura/ Temperature			A															
		Velocidad/ Speed			A															
	(Zhang et al. 2007)	Temperatura/ Temperature			A		A		A		A			A	B	A	B			
		Velocidad/ Speed			A		A		B		B			A	A	B	B			
	(Zhang and Chen 2007)	Temperatura/ Temperature							A											
		Velocidad/ Speed							A											
(Stamou and Katsiris 2006)	Temperatura/ Temperature			B		B		B		A										
	Velocidad/ Speed			B		B		B		A										
(Moureh and Flick 2003)	Temperatura/ Temperature																			
	Velocidad/ Speed					B	B							A						

* Las letras indican los errores entre las mediciones y las simulaciones: A para menos del 20%, B entre 20 y 30%, C entre 30 y 40%, y D sobre el 40%, respectivamente

* Letters indicate the errors between measurements and simulations: A for less than 20%, B for between 20 and 30%, C for between 30 and 40% and D for over 40%, respectively



Se observa que muchos autores han evaluado los modelos $k-\omega$ estándar y $k-\omega$ SST para NC, los que muestran un excelente desempeño para predecir la temperatura y la velocidad. Un par de estudios (Choi & Kim, 2012; Zhang et al., 2007) también han mostrado un excelente desempeño del modelo $v2f$ y su variable $v2f-dav$ para NC.

Para FC, los modelos $k-\epsilon$ estándar y $k-\epsilon$ RNG mostraron buenos resultados para la temperatura y un comportamiento levemente inferior para la velocidad. Zhang et al. (2007) demostraron que los modelos $v2f-dav$ y LES (Large Eddy Simulation) también entregan excelentes predicciones de las condiciones de aire interior. El modelo SST $k-\omega$ fue evaluado por Cao et al. (2011) y Zhang et al. (2007), sin embargo sus resultados fueron muy diferentes. De hecho, mientras Cao et al. (2011) encontraron que el modelo SST $k-\omega$ entrega excelentes resultados, Zhang et al. (2007) señalan que su comportamiento fue pobre.

Para MC, los errores de evaluación caen bajo los rangos "A" o "B" para todos los modelos de turbulencia. Rohdin y Moshfegh (2011) evaluaron diversas variantes de los modelos $k-\epsilon$ (estándar, RNG y Realizable) en grandes salas industriales. Aunque estos modelos de turbulencia predijeron bien las condiciones del flujo de aire, el RNG mostró los mejores resultados incluso para el transporte de contaminantes en las grandes salas. Zhang et al. (2007) encontraron que los modelos de ecuación-cero, $k-\epsilon$ RNG y $v2f-dav$ predicen adecuadamente las condiciones del flujo de aire en cavidades cerradas con un número Raleigh bajo. Stamous y Katsiris (2006) evaluaron diversos modelos de turbulencia en oficinas, concluyendo que todos los modelos evaluados predecían correctamente la temperatura y la velocidad, sin embargo, el modelo $k-\omega$ SST se comportaba mejor cuando se usaba una malla adecuada.

2.2 Estudios experimentales

Se necesitan conjuntos de datos completos para realizar estudios experimentales sobre las condiciones del aire interior en cavidades cerradas y poder validar los modelos CFD y evaluar diferentes modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones. Este trabajo muestra el procedimiento de validación para casos básicos de convección natural, forzada y mixta de acuerdo con las pautas ASHRAE (Chen and Srebric 2001).

La Figura 1 muestra las cavidades cerradas para cada flujo de convección, las que se describen brevemente a continuación:

- Convección natural: Ampofo y Karayiannis (2003) realizaron una experiencia de convección natural en una cavidad cuadrada donde ocurrían flujos en 2D. El experimento consistía en una cavidad de $0,75 \times 0,75$ m y 1,5 m de profundidad (Figura 1a) con paredes calientes y frías a 50°C y 10°C , respectivamente; así, el número Ra era $1,58 \times 10^9$. La pared superior e inferior estaban bien aisladas. Las propiedades del fluido eran $c_p = 1006,43$ J/kg $\cdot^\circ\text{K}$, $\lambda = 0,0242$ W/m $\cdot^\circ\text{K}$, $\mu = 1,7894 \times 10^{-5}$ kg/m \cdot s y una masa molecular de 28,966 g/mol.

It is observed that several authors have evaluated $k-\omega$ standard and $k-\omega$ SST models for NC, showing very good performance of these turbulence models to predict temperature and velocity. A couple of studies (Choi & Kim, 2012; Zhang et al., 2007) have also shown very good performance of $v2f$ and its variation $v2f-dav$ for NC.

For FC, $k-\epsilon$ standard and $k-\epsilon$ RNG models show very good results for temperature and slightly lower performance for velocity. Zhang et al. (2007) showed that the $v2f-dav$ and LES models also provide very good predictions of indoor air conditions for FC. The $k-\omega$ SST model was evaluated by Cao et al. (2011) and Zhang et al. (2007) but their results have been extremely different. In fact, while Cao et al. (2011) found the $k-\omega$ SST model provides excellent results, Zhang et al. (2007) found that its performance was poor.

For MC, evaluation errors fall under "A" or "B" ranges for all turbulence models. Rohdin and Moshfegh (2011) evaluated several variants of $k-\epsilon$ models (standard, RNG and Realizable) in large industrial rooms. While all these turbulence models predict well the airflow conditions, the RNG showed the best results even for pollutant transport in large rooms. Zhang et al. (2007) found that the zero-equation, $k-\epsilon$ RNG and $v2f-dav$ models predict well airflow conditions in enclosed cavities with low Raleigh number. Stamous and Katsiris (2006) evaluated several turbulence models in offices. They concluded that all evaluated models predict well temperature and velocity, however, the $k-\omega$ SST model performs better when a proper mesh is used.

2.2 Experimental studies

Complete datasets for experimental studies on indoor air conditions in enclosed cavities are needed to be able to validate CFD and evaluate different two-equation eddy-viscosity models. This paper shows the validation procedure for fundamental cases of natural, forced and mixed convection according to ASHRAE guidelines (Chen and Srebric 2001).

Figure 1 shows the enclosed cavities for each convection flow, which are briefly described as follows:

- *Natural convection: Ampofo and Karayiannis (2003) carried out a natural convection experiment in a square cavity where 2D flow occurs. This experiment consists in a cavity of 0.75×0.75 m and 1.5 m deep (Figure 1a) with hot and cold side walls at 50°C and 10°C , respectively; thus Ra number is 1.58×10^9 . The top and bottom walls are highly insulated. The fluid properties are $c_p = 1006.43$ J/kg $\cdot^\circ\text{K}$, $\lambda = 0.0242$ W/m $\cdot^\circ\text{K}$, $\mu = 1.7894 \times 10^{-5}$ kg/m \cdot s, and a molecular mass of 28.966 g/mol.*



- Convección forzada: La sala isotérmica de Restivo (1979) informada en el IEA Anexo 20 y descrita en Nielsen (1990) consiste en una sala con flujo de convección forzada en 2D (Figura 1b). El aire ingresa por una ranura, con una velocidad del aire de 0,455 m/s y una temperatura del aire de 20°C. La sala mide 9,0 x 3,0 m, la altura de la entrada de aire es de 0,168 m y la altura de la salida es de 0,48 m. La velocidad cinemática de admisión de aire es de $15,3 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$, entonces Re es 5,000 basado en la altura de la entrada y sus condiciones de aire. Según Nielsen (1990), la intensidad de la turbulencia basada en las condiciones de la entrada de aire es de 4%.
- Convección mixta: Blay et al. (1992) desarrollaron un aparato experimental de 1,04 x 1,04 x 0,7 m con un flujo en 2D (Figura 1c). El aire ingresa por la ranura a una temperatura y velocidad del aire de 15°C y 0,57 m/s, respectivamente. Las salidas están ubicadas a nivel del piso en la pared opuesta. La temperatura de la pared es de 15°C mientras que la temperatura del piso es de 35,5°C. Por lo tanto, el Re basado en las condiciones de entrada es 684. La intensidad de la turbulencia medida en la entrada es de 6%.
- *Forced convection: The isothermal Annex 20 room of Restivo (1979) and described in Nielsen (1990) consists in a room with 2D forced convection flow (Figure 1b). The air supply is provided by an inlet slot at air velocity of 0.455 m/s and air temperature of 20°C. The room is 9.0 x 3.0 m, the inlet height is 0.168 m and the outlet height is 0.48 m. The kinematic viscosity of inlet air is $15.3 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$, thus Re is 5.000 based on the inlet height and its air conditions. According to Nielsen (1990), the turbulent intensity based on inlet conditions is 4%.*
- *Mixed convection: Blay et al. (1992) developed an experimental apparatus of 1.04 x 1.04 x 0.7 m giving a 2D flow (Figure 1c). Air is supplied from the inlet slot at temperature and air velocity of 15°C and 0.57 m/s, respectively. The outlets are placed at the floor level on the opposite wall. The wall temperature is 15°C while the floor temperature is 35.5°C. Thus, Re based on the inlet condition is 684. The measured turbulence intensity at the inlet is 6%.*

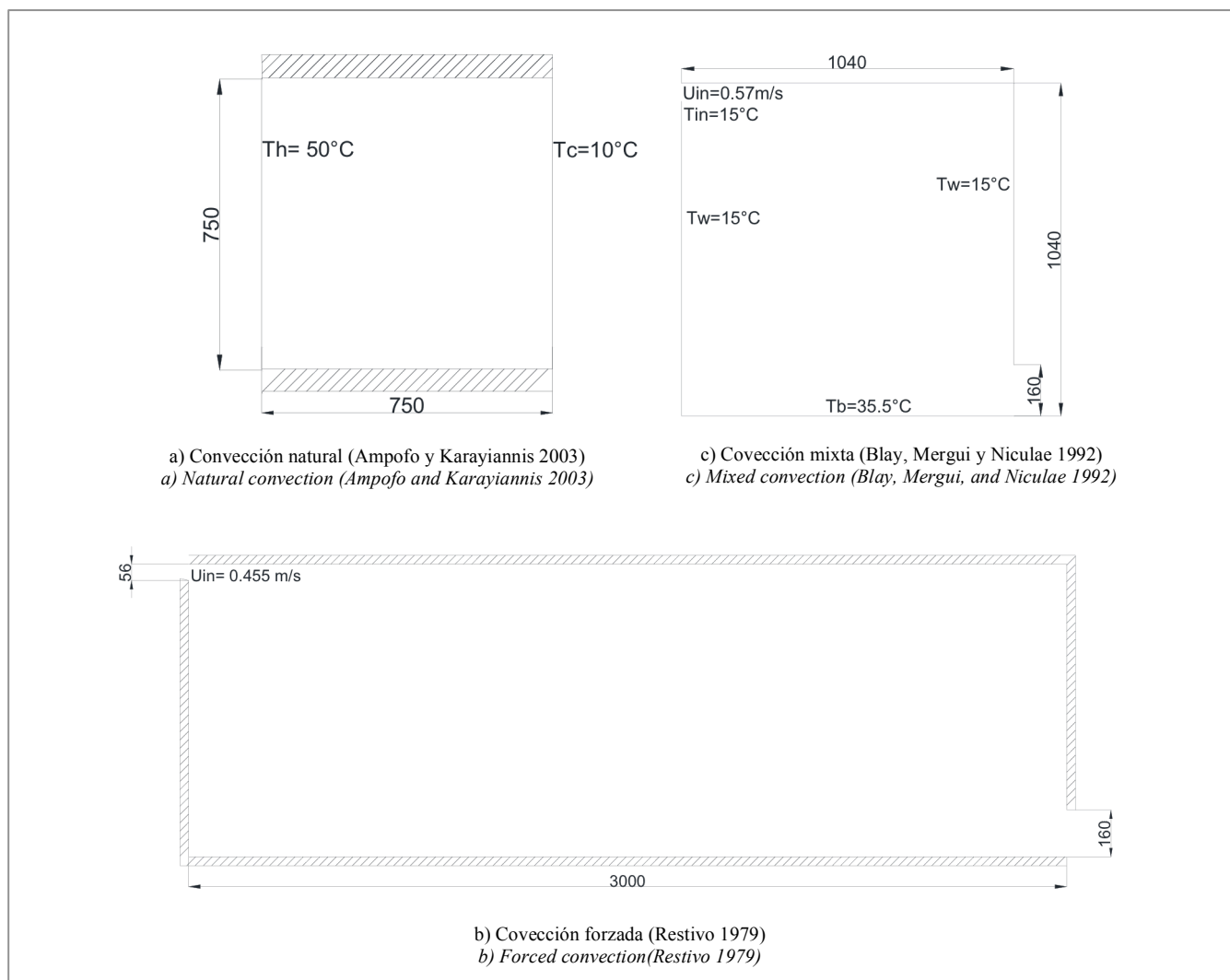


Figura 1. Cavidades experimentales para casos de NC, FC y MC (las dimensiones están en mm)
Figure 1. Experimental cavities for NC, FC and MC cases (length dimensions are in mm)



3. Modelación CFD de casos básicos de convección

En esta sección se presenta la evaluación de cinco modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones para los casos de convección señalados en la Figura 1. Cada caso constituye una oportunidad para los principiantes en CFD para adquirir las habilidades y la confianza necesarias para el modelado de ambientes cerrados. Se evalúan cinco modelos usando la última versión de FLUENT:

- k - ϵ estándar (Launder & Spalding., 1974)
- k - ϵ RNG (Yakhot & Orszag, 1986)
- k - ϵ Realizable (Shih et al.,1995)
- k - ω estándar (Wilcox, 1988)
- SST k - ω (Menter, 1994)

En todos los casos de convección, el procedimiento de validación sigue el proceso señalado en la Figura 2, que es una adaptación de los procesos de validación propuestos por Hajdukiewicz et al. (2013). El primer paso consiste en la generación de un modelo CFD inicial y verificar que los resultados son independientes del mado. Este ensayo consiste en verificar que los resultados simulados no varían significativamente para los diversos tamaños de las mallas. Por lo tanto, se escogió un tamaño de malla que pasara la prueba equilibrando la precisión y el costo computacional.

Este modelo inicial requiere de varios datos tales como una geometría que represente los problemas, condiciones de borde, parámetros relacionados con la física de los problemas (por ej., configuración 2D o 3D, estado estacionario o transiente), malla inicial y modelo de turbulencia. Para comenzar la verificación de la independencia del mado, se fijó una malla gruesa. Luego, se aumentó de manera consecutiva el número de elementos de la malla y se refinó en ciertas zonas (por ej., zonas cercanas a las paredes, entrada). La independencia del tamaño de la malla se logra cuando los resultados son cercanos. Una vez lograda la independencia del mado, se escoge un tamaño de malla que compense la precisión y el costo computacional.

A continuación, se realiza el procedimiento de validación que implica que ciertos parámetros del modelo CFD inicial puedan ser modificados (por ej., factores de relajación, mejoramiento de la malla, etc.) para ajustar los requisitos de cada modelo. Como la malla se ensaya para verificar la independencia de los resultados, en esta investigación se modificaron los factores de relajación para cada caso de convección y modelo de turbulencia para permitir la convergencia y obtener resultados de simulación precisos.

3. CFD modeling of basic convection cases

The evaluation of five two-equation eddy-viscosity models for each convection case shown in Figure 1 is presented in this section. Each case is an opportunity for CFD beginners to acquire skills and confidence on modeling indoor environments. Five models are evaluated using the latest version of FLUENT:

- k - ϵ standard (Launder & Spalding., 1974)
- k - ϵ RNG (Yakhot & Orszag, 1986)
- k - ϵ Realizable (Shih et al.,1995)
- k - ω standard (Wilcox, 1988)
- k - ω SST (Menter, 1994)

For each convection case, the validation procedure follows the processes shown in Figure 2, which is an adaptation of the validation process proposed by Hajdukiewicz et al. (2013). The first step consists of generating an initial CFD model and test grid independency. This test consists of verifying that simulated results do not vary significantly for different mesh sizes. Thus, a mesh size is choosing among mesh sizes that passed the test balancing accuracy of results and computing time.

This initial model requires several inputs such as geometry that represents the problems, boundary conditions, parameters related to the physics of the problems (i.e. 2D or 3D, steady state or transient), initial mesh and turbulence model. To start verifying grid independency, a coarse mesh is set initially. Then, the number of mesh elements is increased consecutively and grid refinement is performed in certain zones (i.e. regions close to walls, inlet). Mesh size independency is achieved when close results are obtained. Once grid independency is obtained, a mesh size is chosen balancing accuracy of simulated results and computing time.

Then, the validation procedure is carried out. This implies that some parameters of the initial CFD model might need to be modified (i.e. under-relaxation factors, mesh refinements, etc.) to accommodate requirements of each model. Since the mesh is tested for independency of the results, the under-relaxation factors are modified in this study for each convection case and turbulence model to allow convergence and accurate simulation results.



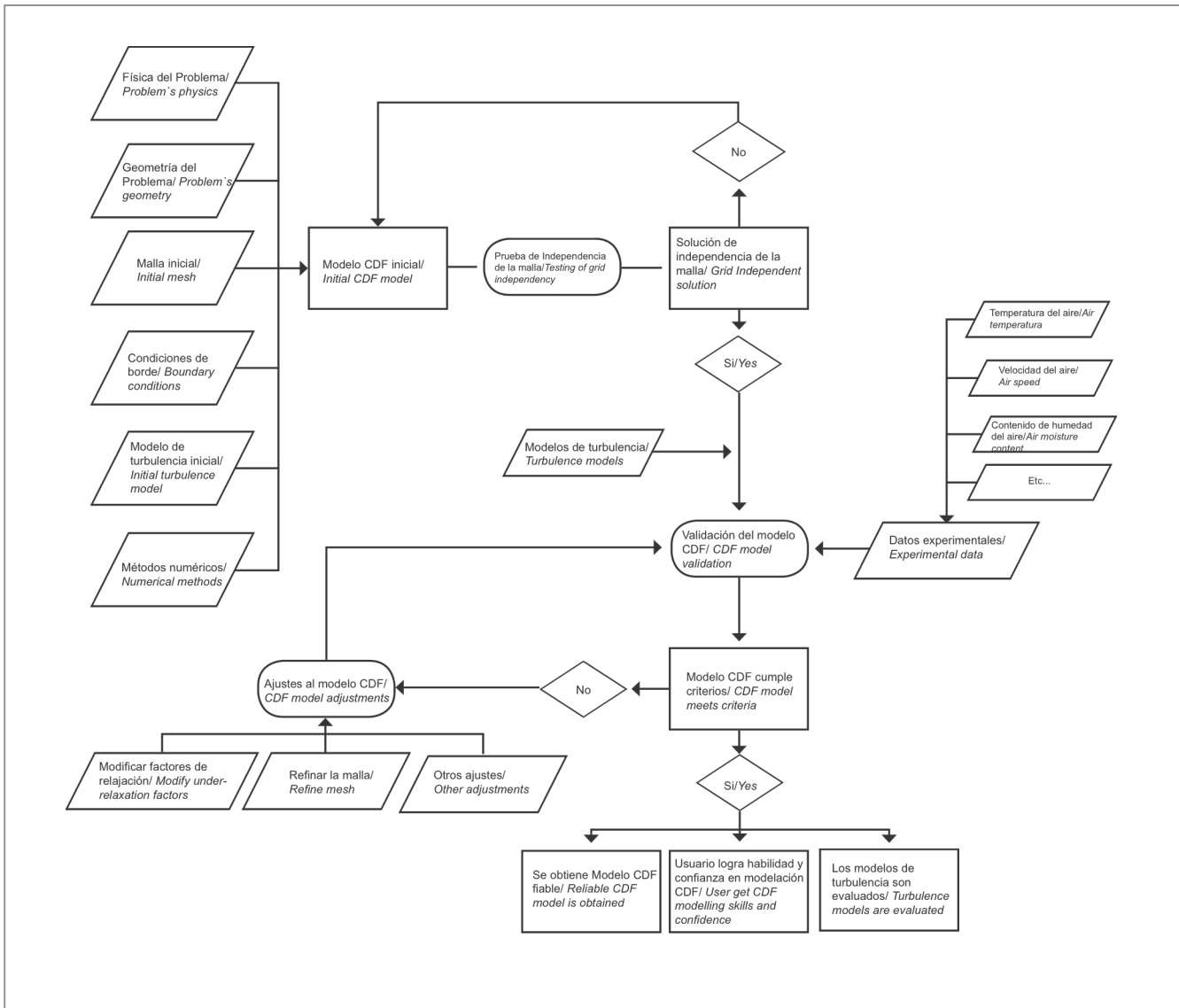


Figura 2. Flujo de los procesos para la validación CFD como ejercicio para que los nuevos usuarios adquieran habilidades en la modelación CFD

Figure 2. Process flow for CFD validation as exercise for new users to acquire CFD modeling skills

3.1 Convección natural (NC)

3.1.1 Modelo CFD inicial

El experimento señalado en la Figura 1a fue modelado como 2D basado en lo informado por Ampofo y Karayiannis (2003). No fue posible alcanzar la convergencia cuando el problema fue definido como estado estacionario. Este resultado concuerda con estudios similares que habían modelado la misma experiencia (Rundle & Lighthstone, 2007). Entonces, el problema se modeló como transiente con un paso temporal de 0,19 s. Cabe señalar que el paso de tiempo no es directo. Pasos de tiempo más pequeños podrían permitir resultados más precisos, pero la convergencia es más difícil de alcanzar. El modelo de turbulencia inicial se fijó como $k-\omega$ estándar porque presenta un buen comportamiento de acuerdo con la literatura revisada y señalada en la Tabla 1. La Tabla 2 presenta los principales parámetros establecidos para el modelo CFD inicial.

Se establecieron las temperaturas caliente y fría (T_h y T_c en la Figura 1a) como condiciones de borde de las paredes laterales, caliente y fría, respectivamente. La paredes superior e inferior, se establecieron como adiabáticas porque estaban altamente aisladas, por lo que los flujos de calor a través de éstas se asumieron como despreciables.

3.1 Natural convection (NC)

3.1.1 Initial CFD model

The experiment shown in Figure 1a was modeled as 2D base don information reported by Ampofo and Karayiannis (2003). It was not possible to reach convergence when the problem was defined as steady-state. This result agrees with similar studies that have modeled the same experiment (Rundle & Lighthstone, 2007). Thus, the problem was modeled as transient with a time step size of 0.19 s. It is worthy to notice that time step setting is not straight forward. Smaller time-steps could allow more accurate results but it is more difficult to reach convergence. The initial turbulence model was set as $k-\omega$ standard because it shows good performance according to the literature review shown in Table 1. Table 2 shows the main CFD setup parameters for the initial CFD model.

The hot and cold temperatures (T_h and T_c in Figure 1a) were set as boundary conditions of the hot and cold side walls, respectively. The top and bottom walls were set as adiabatic because they were highly insulated, thus heat flows through them are supposed to be negligible.

Tabla. Parámetros CFD establecidos para el caso NC

Table 2. CFD setup parameters of NC case

Generales/General		Factor de relajación/Under-Relaxation Factor	
Tiempo/Time	Transiente/Transient	Presión/Pressure	0,3
Gravedad/Gravity	$\gamma = -9,81 \text{ m/s}^2$	Densidad/Density	1,0
Modelos/Models		Fuerzas del cuerpo/Body Forces	1,0
Energía/Energy	On	Momento/Momentum	0,7
Viscoso/Viscous	$k-\omega$	Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	0,9
Radiación/Radiation	Off	Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	0,8
Materiales/Materials		Viscosidad turbulenta/Turbulent Viscosity	0,4
Fluido/Fluid	Aire/Air	Energía/Energy	0,9
Densidad/Density	Gas ideal/Ideal gas	Criterio absoluto de convergencia/Convergence Absolute Criteria	
Métodos de solución/Solution Methods		Energía/Energy	0,0001
Esquema/Scheme	SIMPLE	Continuidad/Continuity	0,001
Discretización especial/Spatial discretization		x-velocidad/x-velocity	0,001
Presión/Pressure	Estándar/Standard	y-velocidad /y-velocity	0,001
Densidad/Density	Segundo orden Upwind/Second Order Upwind	z-velocidad/ z-velocity	0,001
Momento/Momentum	Segundo orden Upwind/Second Order Upwind	Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	0,001
Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	Primer orden Upwind/First Order Upwind	Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	0,001
Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	Primer orden Upwind/First Order Upwind	Cálculo de la corrida/ Run Calculation	
Energía/Energy	Segundo orden Upwind/Second Order Upwind	Paso de tiempo/Time step	0,19



El criterio de convergencia fue 10^{-3} para todos los parámetros excepto para energía. ANSYS (2012) recomienda un criterio de convergencia para energía de 10^{-6} . Sin embargo, no fue posible obtener una convergencia con este criterio, por lo tanto, se aumentó a 10^{-4} para alcanzar la convergencia. Además, los factores de relajación por defecto debieron ser modificados para alcanzar la convergencia. La suma de los errores residuales logró alcanzar el criterio de convergencia en las 2.023 iteraciones como lo señala la Figura 3. En este número de iteración, los resultados no fueron satisfactorios y se realizaron simulaciones hasta las 4.000 iteraciones. Aunque el flujo del fluido se desarrolló a las 2.000 iteraciones como lo muestra la Figura 4, la distribución de la temperatura no es correcta hasta después de las 4.000 iteraciones. El aire caliente sube a lo largo de la pared caliente mientras el aire frío cae a lo largo de la pared fría y se produce la estratificación de la temperatura.

Convergence criteria were 10^{-3} for all parameters except for energy. ANSYS (2012) recommends a convergence criterion for energy of 10^{-6} . However, it was not possible to obtain convergence with this criterion, thus, it was increased to 10^{-4} to reach convergence. Moreover, default under-relaxation factors needed to be modified to obtain convergence. The sum of residual errors met convergence criteria at 2,023 iterations as shown in Figure 3. At this iterations number results were not satisfactory and simulations were performed until 4,000 iterations. Although the fluid flow is developed at 2,000 iterations as shown in Figure 4, the temperature distribution is right after 4,000 iterations only. Hot air rises along the hot wall while cold air drops down along the cold wall, and temperature stratification occurs.

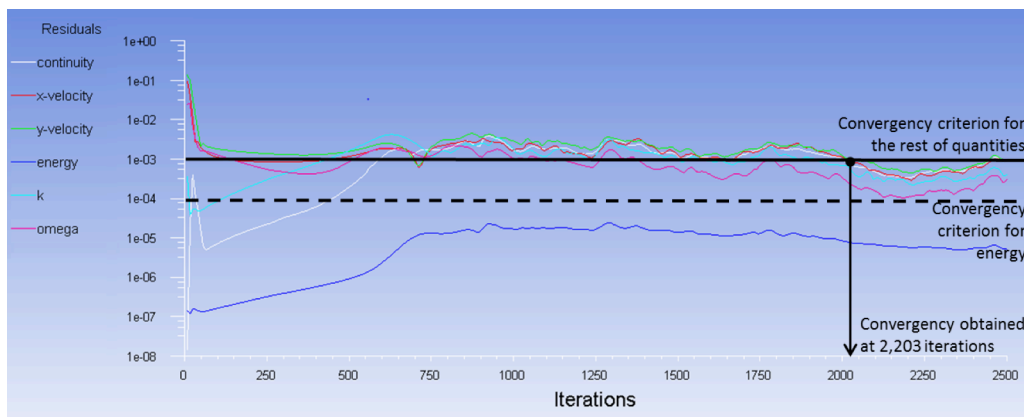


Figura. Residuales para el caso NC con $k-\omega$ estándar
Figure 3. Residuals for NC case with $k-\omega$ standard

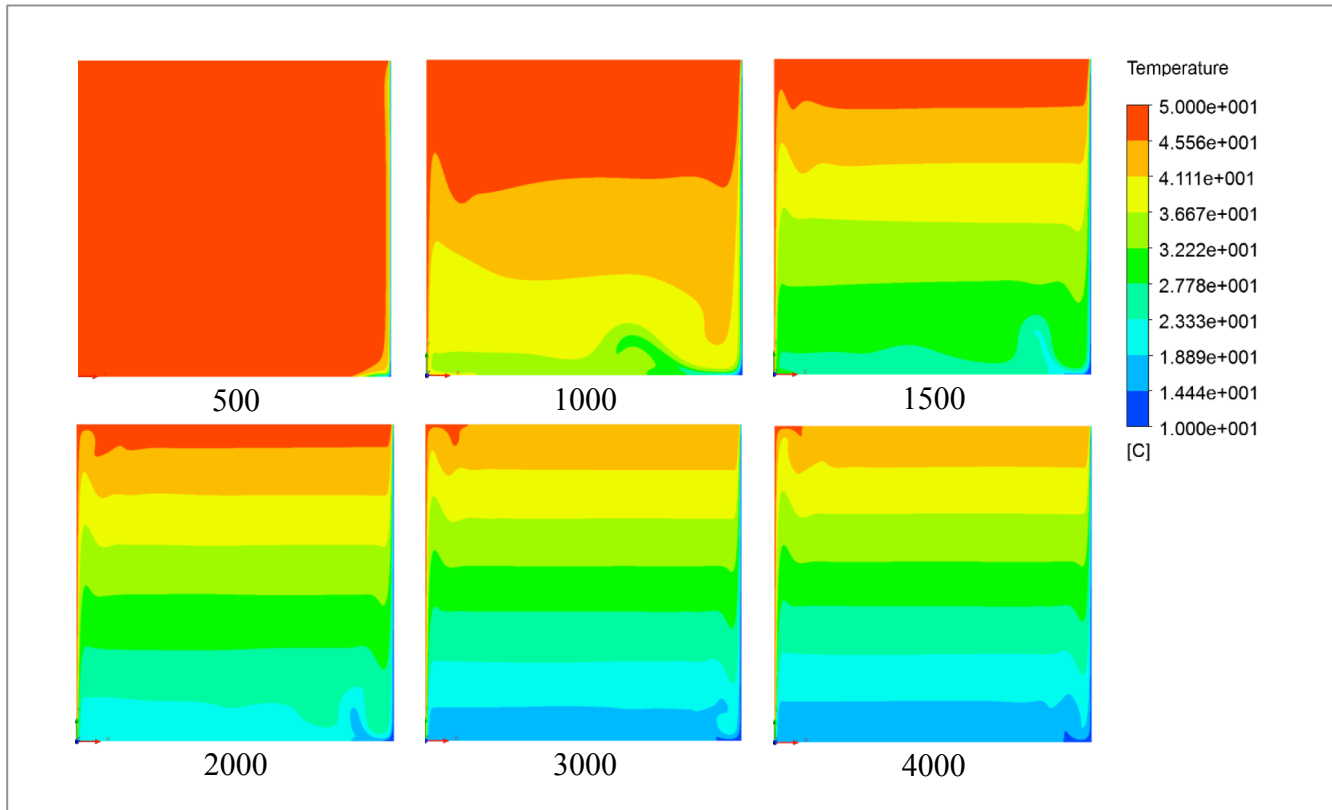


Figura 4. Distribución de la temperatura para el caso de NC a diferentes iteraciones con $k-\omega$ estándar
Figure 4. Temperature distribution for NC case at different iterations with $k-\omega$ standard

3.1.2. Verificación de la independencia del mado

En la geometría simplificada de la experiencia de Ampofo y Karayiannis (2003), la malla se compone de elementos cuadráticos con una distribución uniforme (malla estructurada) como se aprecia en la Figura 5a. Se refinó la malla cerca de las paredes de manera de transferir adecuadamente las condiciones de borde al dominio del aire. En efecto, se produjeron grandes gradientes de temperatura y velocidad en la zona cercana a las paredes, por lo tanto, una malla más fina permite predecir estas gradientes de manera más precisa. Se observa una malla más gruesa en el centro de la cavidad donde los parámetros del aire muestran una variación muy baja.

La verificación de la independencia del mado se realizó para los tamaños de malla de 79x79, 94x94, 125x125 y 188x188. Las Figuras 6a y 7a muestran la temperatura y la velocidad a media altura de la cavidad cuadrada ($Y/H = 0,5$). Se observó que todos los tamaños de mallas predecían bien la velocidad y la temperatura en el centro de la cavidad a $Y/H = 0,5$. La diferencia máxima entre los datos simulados y los experimentales es de 0,23% para la malla de 94x94, lo que es despreciable.

Sin embargo, la Figura 6b indica que el modelo CFD con malla de 125x125 predice mejor la caída de la temperatura cerca de la pared caliente. Por otro lado, la Figura 7b muestra que la malla más gruesa predice muy bien la velocidad cerca de las paredes caliente y fría, en cambio las demás mallas la subestiman de manera significativa entre X/L 0,01 y 0,05. En base al desempeño global, se escogió el tamaño de malla de 125x125 para continuar con el proceso de la validación CFD.

3.1.2. Verification of grid independency

Since the simplified geometry of the experiment of Ampofo and Karayiannis (2003), the mesh is composed for quads elements in a uniform distribution (structured mesh) as shown in Figure 5a. The mesh was refined close to the walls to be able to transfer properly the boundary conditions to the air domain. In fact, large gradients of temperature and velocity occurs in the zone close to the walls, thus a finer mesh allow predicting these gradients more accurately. A coarser mesh is observed in the center of cavity where the air parameters show very low variation.

Grid independency verification was carried out for mesh sizes of 79x79, 94x94, 125x125 and 188x188. Figures 6a and 7a shows the temperature and velocity at midheight of the square cavity ($Y/H = 0.5$). It is observed that all mesh sizes predict well the velocity and temperature in the center of the cavity at $Y/H = 0.5$. The maximum difference between the simulated and experimental data is 0.23% for mesh 94x94, which is negligible.

Nevertheless, Figure 6b shows that the CFD model with mesh 125x125 predicts better the temperature drop close to the hot wall. On the other hand, Figure 7b shows that the coarsest mesh predicts very well the velocity close to the hot and cold walls, while the other meshes underpredict it significantly between X/L 0.01 and 0.05. Based on the overall performance, the mesh size of 125x125 is chosen to proceed with the CFD validation process.



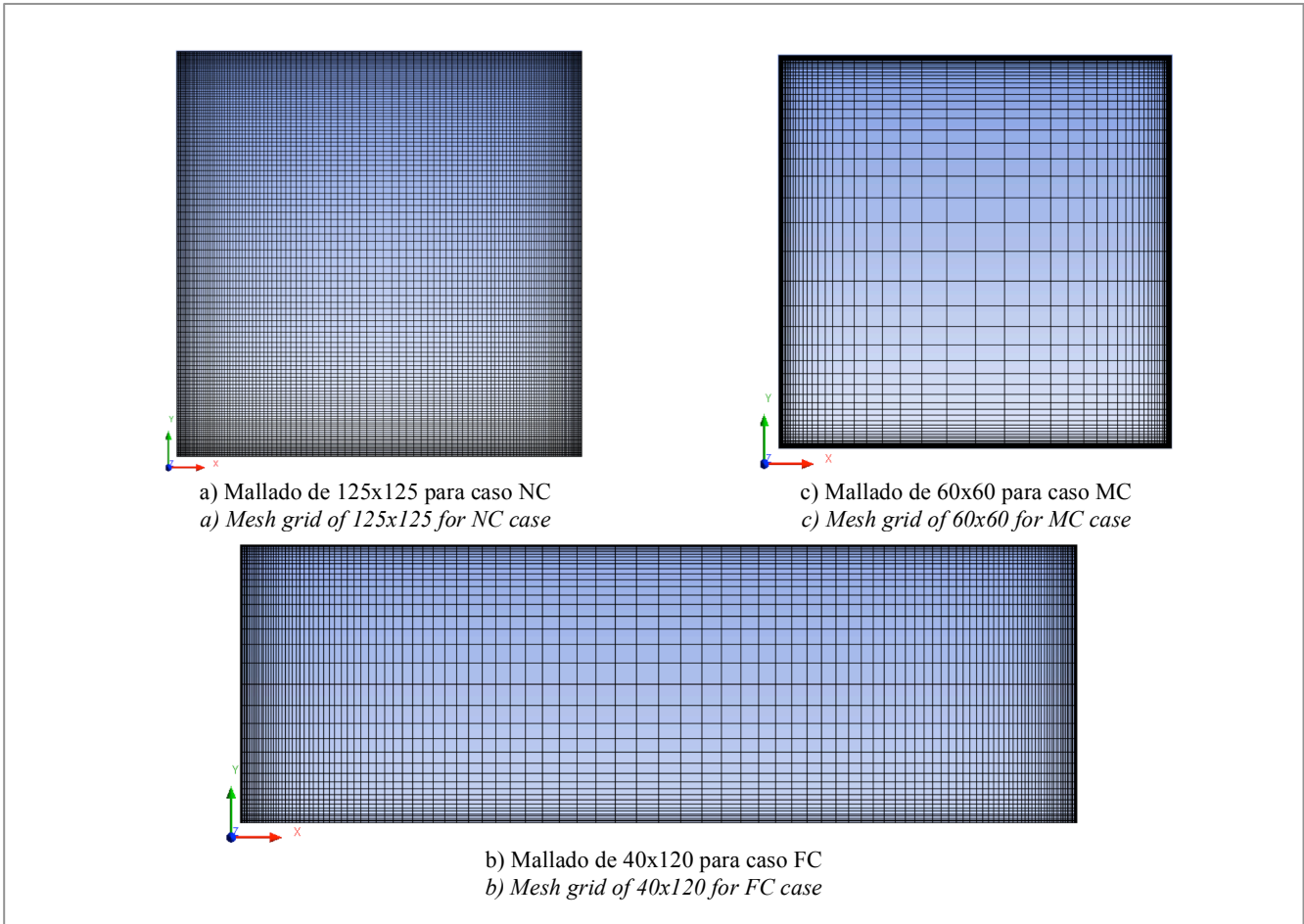


Figura 5. Mallado del modelo CFD inicial para los casos NC, FC y MC
Figure 5. Mesh grid of initial CFD model for NC, FC and MC cases

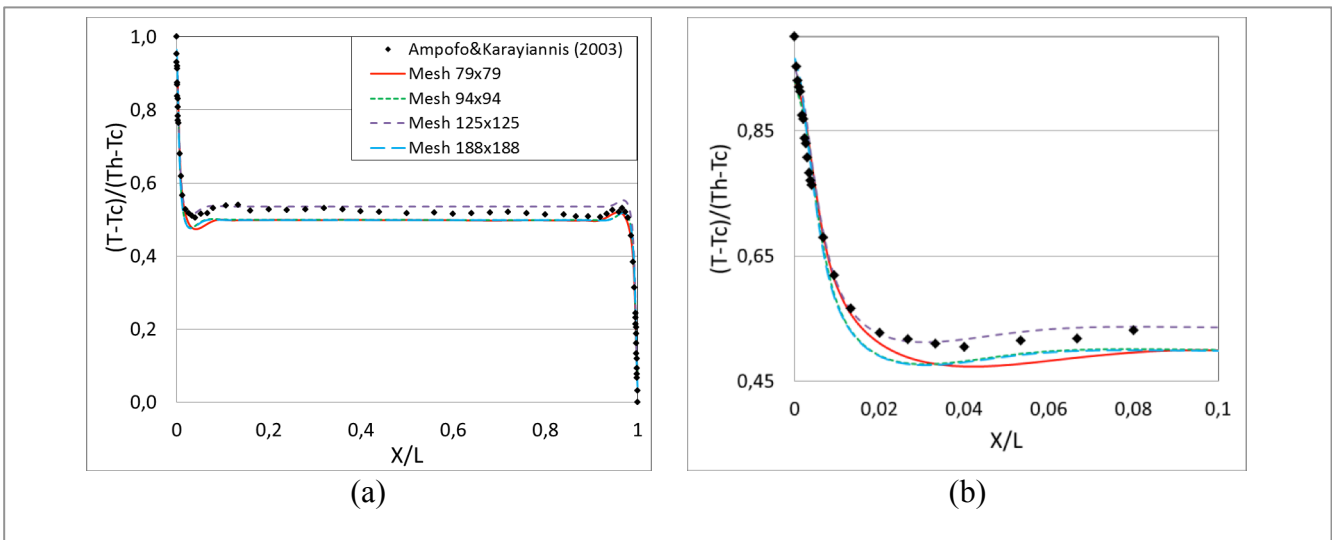


Figura 6. Verificación de independencia de la malla: a) Temperatura adimensional a lo largo de $Y/H = 0,5$. b) Temperatura adimensional cerca de la pared caliente
Figure 6. Grid independency test: a) Dimensionless temperature along $Y/H = 0,5$. b) Dimensionless temperature close to the hot wall

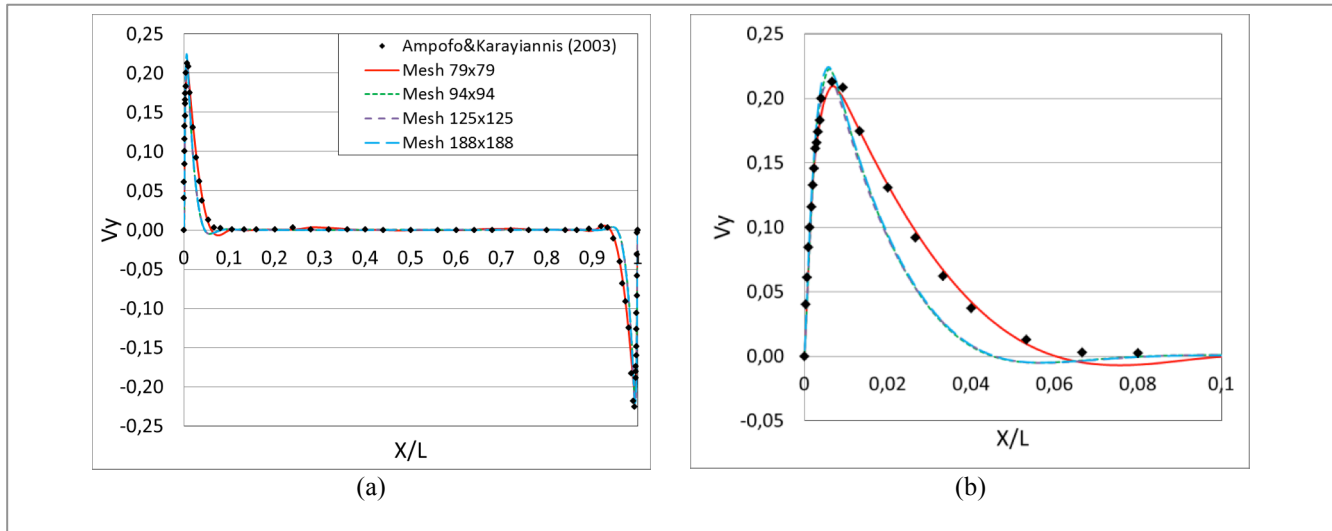


Figura 7. Verificación de independencia de la malla: a) Velocidad a lo largo de $Y/H = 0,5$. b) Velocidad cerca de la pared caliente en m/s
Figure 7. Grid independency test: a) Velocity along $Y/H = 0,5$. b) Velocity close to the hot wall in m/s

3.1.3 Validación del modelo CFD

La validación CFD se realiza comparando los resultados de la simulación para los cinco modelos de turbulencia y datos experimentales informados en Ampofo y Karayiannis (2003) para temperatura y velocidad de $Y/H = 0,5$. En general, las Figuras 8a y 9a muestran que todos los modelos de turbulencia evaluados predicen muy bien la distribución de la temperatura y de la velocidad a media altura de la cavidad cuadrada. Los cinco modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones son capaces de predecir la enorme variación de la temperatura y de la velocidad cerca de las paredes fría y caliente así como la temperatura y velocidad constante en la sección media de la cavidad.

A pesar del buen comportamiento general de todos los modelos $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ evaluados, su desempeño varía significativamente en la zona cercana a las paredes. La Figura 8b indica que el modelo $k-\omega$ estándar predice mejor la variación de la temperatura cerca de la pared caliente, en cambio el modelo $k-\omega$ SST presenta la mayor variación con respecto a los resultados experimentales. Por otra parte, la Figura 9b muestra que ambas variaciones del modelo $k-\omega$ (estándar y SST) no predicen la variación de la velocidad cerca de las paredes calientes tan bien como los modelos $k-\varepsilon$. Los modelos $k-\omega$ SST sobrestiman la velocidad máxima y subestiman la caída de velocidad en el borde de la capa límite. Los resultados simulados con $k-\omega$ SST muestran diferencias de hasta 13,4% con los datos experimentales; la que es la mayor diferencia entre los modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones evaluados. Rundle y Lighstone (2007) y Zitzmann et al. (2005) también encontraron limitaciones similares de $k-\omega$ SST para predecir la velocidad en la capa de borde. Por otra parte, los modelos $k-\varepsilon$ RNG y Realizable muestran un comportamiento excelente al predecir la velocidad del aire cerca de las paredes fría y caliente.

3.1.3 CFD model validation

CFD validation is carried out comparing the simulation results for the five turbulence models and experimental data reported in Ampofo and Karayiannis (2003) for temperature and velocity at $Y/H = 0,5$. Overall, Figures 8a and 9a show that all evaluated turbulence models predict very well the temperature and velocity distribution at midheight of the square cavity. The five two-eddy viscosity models are able to predict the large variation of temperature and velocity close to the hot and cold walls as well as the constant temperature and velocity at the middle section of the cavity.

Despite this good overall performance of all evaluated $k-\varepsilon$ and $k-\omega$ models, their performance vary significantly in the region close to walls. Figure 8b shows that $k-\omega$ standard predicts better the temperature variation close to the hot wall, while the model $k-\omega$ SST presents the largest variation from the experimental results. Furthermore, Figure 9b shows that both variation of $k-\omega$ model (standard and SST) do not predict the variation of velocity close to the hot walls as well as the $k-\varepsilon$ models. The $k-\omega$ SST overpredicts the peak velocity and underpredicts the velocity drop in the outer border of the boundary layer. The simulated results with $k-\omega$ SST show differences up to 13.4% with experimental data, which is the largest difference among evaluated two-eddy viscosity models. Similar limitations of $k-\omega$ SST to predict velocity in the boundary layer were found also by Rundle and Lighstone (2007) and Zitzmann et al. (2005). On the other hand, the $k-\varepsilon$ RNG and Realizable show excellent performance predicting the air velocity close to the hot and cold walls.



Estos resultados demuestran que la convergencia fue difícil de alcanzar incluso para este caso básico de NC. El problema debió ser modelado como transiente, los factores de relajación y criterio de convergencia para la energía fueron modificados para lograr la convergencia y resultados confiables. La modificación de estos factores no es intuitiva y requiere de un conocimiento especializado.

Además, se encontró que los resultados simulados en la región cercana a las paredes variaban significativamente entre los modelos de turbulencia. Las predicciones precisas de lo que pasa en esa región son muy importantes porque la transferencia de masa y de calor entre las paredes y el aire ocurre en esa zona. Esto podría tener una enorme influencia al predecir las condiciones del aire de la sala (temperatura, velocidad, contenido de humedad, concentración de contaminantes). Este hecho enfatiza la necesidad de que los principiantes en la modelación CFD estén conscientes de la selección del modelo de turbulencia correcto para las condiciones del ambiente interior. Los nuevos usuarios CFD deben adquirir experiencia en la modelación CFD, de lo contrario, el modelo CFD y los resultados podrían no ser confiables.

These results show that convergence was difficult to reach even for this basic NC case. The problem needed to be modeled as transient and under-relaxation factors and convergence criterion for energy were modified to get convergence and reliable results. Modification of these factors is not intuitive and requires specialized knowledge.

Also, it was found that simulated results in the region close to walls vary significantly among turbulence models. Accurate predictions of what happen in this region are crucial because the heat and mass transfer between walls and air occurs in this zone. This could have great influence on the predicted room air conditions (temperature, velocity, moisture content, pollutant concentration). This fact emphasizes the need of CFD beginners to be aware that choosing the right turbulence model to indoor environmental conditions. New CFD users need to get experience on CFD modeling. Otherwise, the CFD model and results may not be reliable.

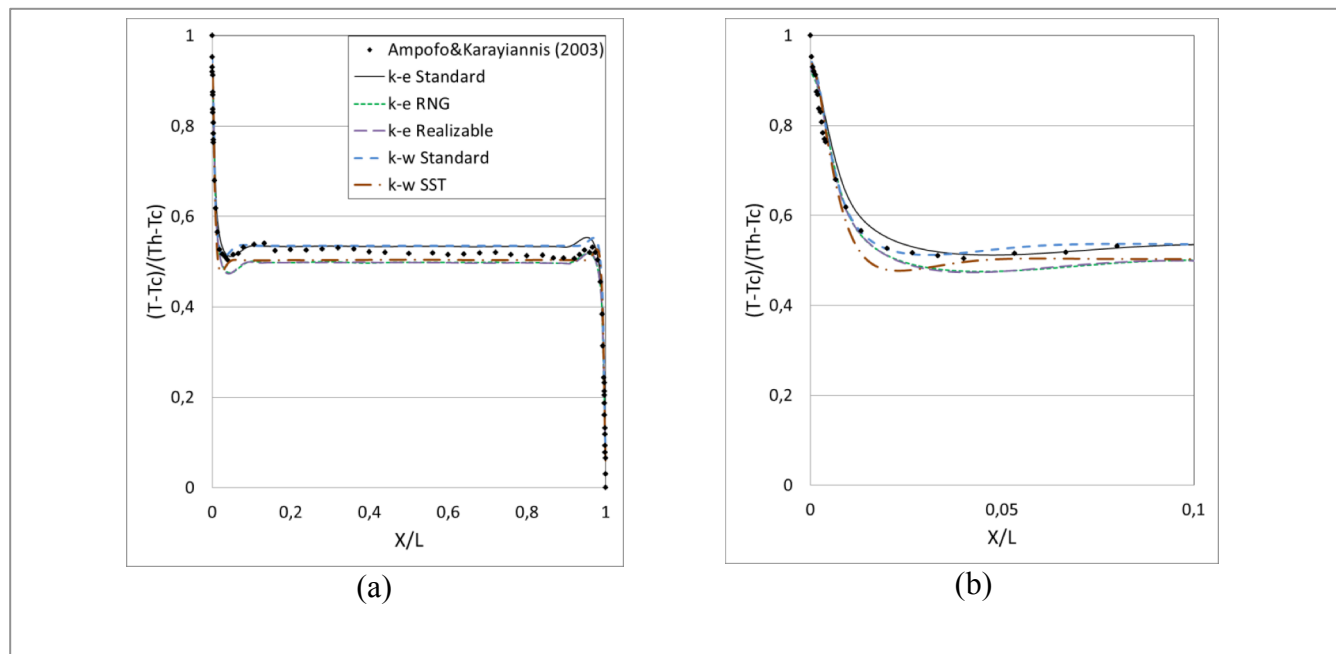


Figura 8. Desempeño de los modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones para NC: a) Temperatura adimensional a lo largo de $Y/H=0,5$. b) Temperatura adimensional cerca de la pared caliente

Figure 8. Performance of two-eddy viscosity models for NC: a) Dimensionless temperature along $Y/H=0,5$. b) Dimensionless temperature close to the hot wall

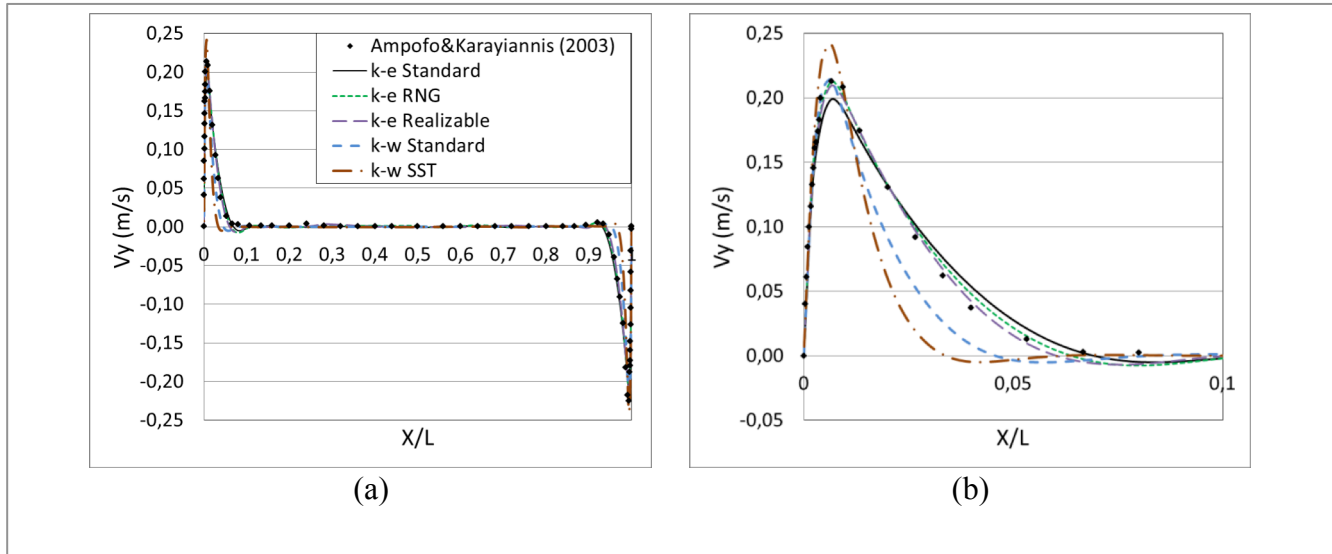


Figura 9. Desempeño de los modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones para NC: a) Velocidad a lo largo de $Y/H = 0,5$, b) Velocidad cerca de la pared caliente en m/s

Figure 9. Performance of two-eddy viscosity models for NC: a) Velocity along $Y/H = 0,5$, b) Velocity close to the hot wall

3.2 Convección forzada (FC)

Debido a que se realizó un proceso similar al caso de NC para crear el modelo CFD inicial y la verificación de la independencia del mallado para el caso FC, esta sección se enfocó en el procedimiento de validación mediante la evaluación de los modelos de turbulencia. La Tabla 3 muestra los principales parámetros CFD establecidos para el modelo $k-\varepsilon$ RNG. Se modeló el experimento de Restivo (1979) como 2D y estado estacionario. Como este modelo es isotérmico, el inyector de aire es el factor principal que influye en el patrón de flujo de aire. La Figura 5b muestra una malla estructurada de 40×120 elementos cuadráticos. Se refinó la malla cercana a las paredes y a la entrada de aire para transferir de manera adecuada el flujo de masa y calor desde los bordes hacia el dominio de aire.

3.2. Forced convection (FC)

Since a similar process to NC case was carried to create the initial CFD model and verification of grid independency for FC case, this section focuses on the validation procedure via the evaluation of the turbulence models. Table 3 shows the main CFD setup parameters for the $k-\varepsilon$ RNG model. The experimental setup of Restivo (1979) was modeled as 2D and steady-state. Since this setup is isothermal, the air inlet supply is the main factor that influences the airflow pattern. Figure 5b shows a structured grid of 40×120 quad elements. The mesh was refined close to the walls and inlet supply to properly transfer the heat and mass flow from the boundaries to the air domain.



Tabla 3. Parámetros CFD para caso FC
Table 3. CFD setup parameters of FC case

General		Factor de relajación/Under-Relaxation Factor	
Tiempo/time	Estado estacionario/Steady-state	Presión/Pressure	0,3
Gravedad/Gravity	y = -9,81 m/s	Densidad/Density	1,0
Modelos/Models		Fuerzas del cuerpo/Body Forces	1,0
Energía/Energy	On	Momento/Momentum	0,7
Viscoso/Viscous	k-ε RNG	Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	0,9
Radiación/Radiation	Off	Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	0,8
Materiales/Materials		Viscosidad turbulenta/Turbulent Viscosity	0,4
Fluido/Fluid	Aire/Air	Energía/Energy	0,9
Densidad/Density	Gas ideal/Ideal gas	Criterio absoluto de convergencia/Convergence Absolute Criteria	
Métodos de solución/Solution Methods		Energía/Energy	0,000001
Esquema/Scheme	SIMPLE	Continuidad/Continuity	0,001
Discretización especial/Spatial discretization		x-velocidad/x-velocity	0,001
Presión/Pressure	Estándar/Standard	y-velocidad/y-velocity	0,001
Densidad/Density		z-velocidad/z-velocity	0,001
Momento/Momentum	Segundo orden Upwind/Second Order Upwind	Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	0,001
Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	Primer orden Upwind/First Order Upwind	Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	0,001
Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	Primer orden Upwind/First Order Upwind		
Energía/Energy	Primer orden Upwind/First Order Upwind		

En este modelo CFD se usaron los mismos factores de relajación usados para el caso NC. A pesar de que el criterio de convergencia para energía fue más estricto que para el caso NC, la convergencia se logró en menos tiempo (650 iteraciones). La Figura 10 muestra la comparación del patrón de flujo de aire para el modelo CFD inicial. Se observó un flujo de aire en el sentido de las agujas del reloj con un fuerte chorro bajo el cielo debido a la entrada de aire. Este resultado concuerda con otros estudios de simulación CFD (Olmedo and Nielsen 2010).

The same under-relaxation factors used for NC case were used in this CFD model. Although convergence criterion for energy was more stringent than that for NC case, convergence was obtained in short time (650 iterations). Figure 10 shows the comparison of the airflow pattern for the initial CFD model. It is observed a clockwise airflow with a strong jet throw under the ceiling due to the air inlet. This result is in good agreement with other CFD simulation studies (Olmedo and Nielsen 2010).

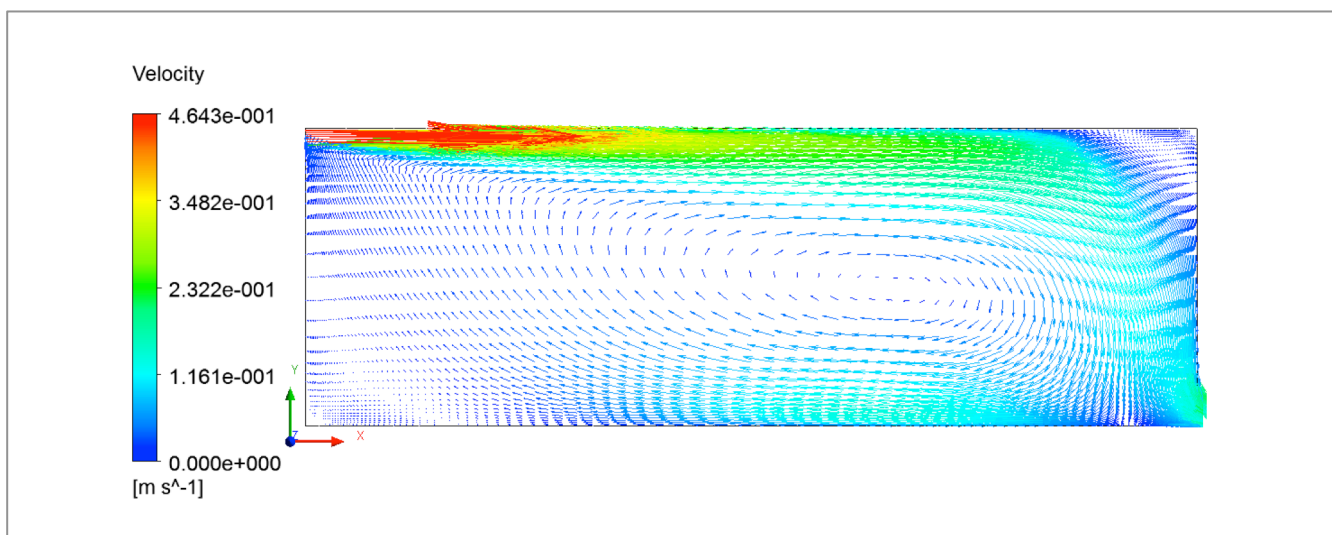


Figura 10. Patrón de flujo de aire para el modelo CFD inicial para FC
Figure 10. Airflow pattern for initial CFD model for FC



Se realizó la evaluación de los cinco modelos de turbulencia para velocidad en el plano vertical con $X = 2$ m. En la Figura 11 se aprecian los resultados de cada modelo de turbulencia y los datos experimentales informados por Nielsen (1990). Se puede observar que todos los modelos de turbulencia predicen el patrón de flujo de aire general, un chorro cerca de la pared superior de la cavidad experimental, y un flujo inverso cerca de la pared inferior. En general, las velocidades estimadas por todos los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$ evaluados concuerdan con las velocidades a lo largo de la altura de la cavidad con $X = 2$ m. Sin embargo, se observaron diferencias significativas en las velocidades estimadas por los modelos de turbulencia cerca de las paredes superior e inferior. En esa zona, los modelos $k-\epsilon$ estándar y RNG predicen muy bien el flujo inverso cercano al piso y el chorro cercano al cielo, mostrando el mejor desempeño con diferencias menores al 7% (o 0,009 m/s) con los datos experimentales. Por otra parte, el modelo $k-\epsilon$ Realizable muestra las mayores diferencias, 21,3% o 0,05 m/s.

The evaluation of the five turbulence models is carried out for velocity at the vertical plane at $X = 2$ m. Results of each turbulence model and experimental data reported in Nielsen (1990) are shown in Figure 11. It can be observed that all turbulence models predict the general airflow pattern, a jet throw close to the top wall of the experimental cavity, and a reverse flow close to the bottom wall. Overall, velocities predicted by all evaluated $k-\epsilon$ and $k-\omega$ models are in good agreements with velocities along the cavity height at $X = 2$ m. However, significant differences on predicted velocities among turbulence models are observed close to the top and bottom walls. In this zone, the $k-\epsilon$ standard and RNG predict very well the reverse flow close to the floor and the jet throw close to the ceiling, showing the best performance with differences lower than 7% (or 0.009 m/s) with the experimental data. Otherwise, the $k-\epsilon$ Realizable model shows the largest differences, 21.3% or 0.05 m/s.

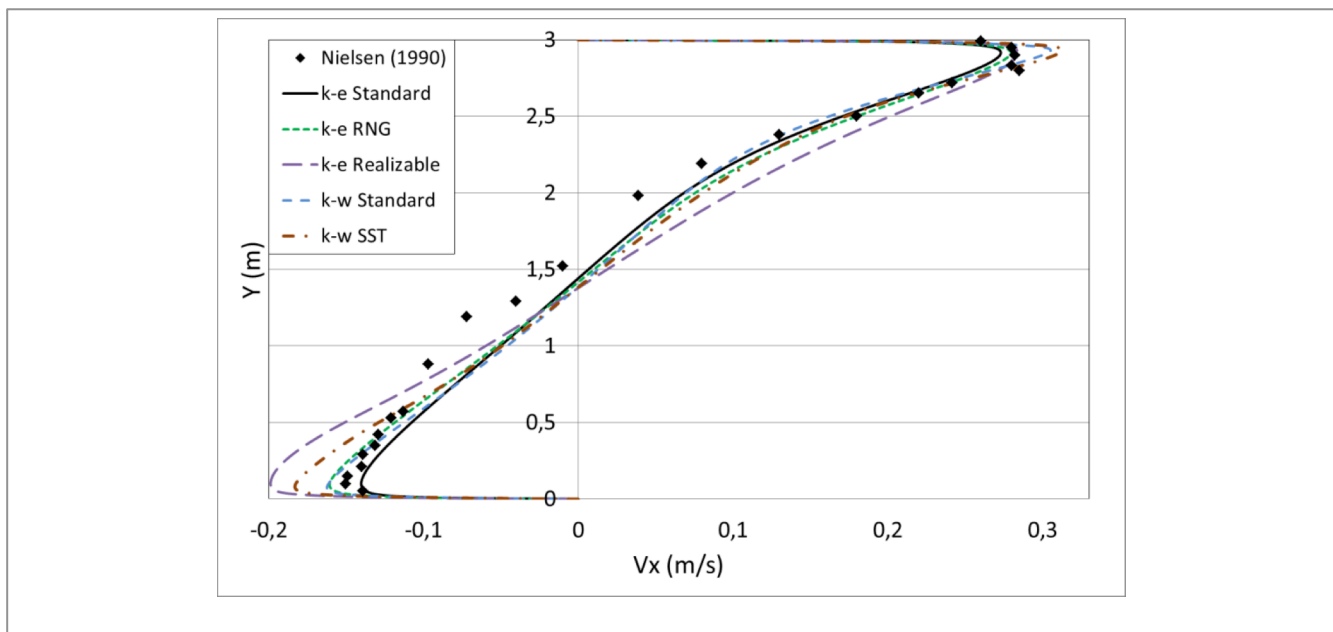


Figura 11. Comportamiento de los modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones para predecir la temperatura a lo largo de $X = 2$ m para casos de FC.

Figure 12. Performance of two-eddy viscosity models to predict temperatura along $X=2$ m for FC case

De manera similar a los casos de NC, se encontró una variación significativa de la velocidad del aire simulada cercana al piso entre los modelos de turbulencia evaluados, y el modelo $k-\epsilon$ RNG predice adecuadamente todo el dominio del aire. En contraste con los casos NC, el modelo $k-\epsilon$ Realizable mostró un desempeño pobre al predecir la velocidad del aire. Este resultado deja en evidencia que el desempeño de los modelos de turbulencia podría depender fuertemente de la cantidad estimada y del tipo de convección.

Similarly to NC case, significant variation of simulated air velocity close to the floor is found among turbulence models, and the $k-\epsilon$ RNG predict well the whole air domain. In contrast with NC case, $k-\epsilon$ Realizable shows poor performance predicting air velocity. This result evidences that the performance of turbulence models could strongly depend on the quantity predicted and airflow type.



3.3 Convección mixta (MC)

Se modeló el experimento de convección mixta de Blay et al. (1992) mediante la técnica de CFD. Experiencia que ha sido ampliamente usada para validar los nuevos modelos CFD. El flujo de aire es influenciado por fuerzas de inercia debido al suministro de aire y las fuerzas de flotabilidad térmica debido a las diferencias de temperatura en las paredes.

La Figura 5c muestra la malla de 60x60 elementos usada para modelar esta experiencia. La Tabla 4 resume los principales parámetros establecidos para la modelación CFD con el modelo $k-\epsilon$ Realizable. La convergencia se alcanzó a las 350 iteraciones. Sin embargo, se usaron diferentes factores de relajación que permitieran obtener resultados precisos.

3.3 Mixed convection (MC)

The mixed convection experiment of Blay et al. (1992) is modeled via CFD technique. This experiment has been widely used to validate new CFD models. The airflow is influenced by inertia forces due to the air supply and buoyancy forces due to the temperature differences on the walls.

Figure 5c shows the mesh of 60x60 elements used to model this experiment. Table 4 summarizes the main setup parameters of CFD modeling with the $k-\epsilon$ Realizable. Convergence was obtained at 350 iterations. However, different under-relaxation factors were used to allow obtaining accurate results.

Tabla 4. Parámetros CFD establecidos de casos MC
Table 4. CFD setup parameters of MC case

General		Factor de relajación/Under-Relaxation Factor	
Tiempo/time	Estado estacionario/Steady-state	Presión/Pressure	0,3
Gravedad/Gravity	$g = -9,81$ m/s	Densidad/Density	1,0
Modelos/Models		Fuerzas del cuerpo/Body Forces	1,0
Energía/Energy	On	Momento/Momentum	0,6
Viscoso/Viscous	$k-\epsilon$ RNG	Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	0,8
Radiación /Radiation	Off	Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	0,8
Materiales/Materials		Viscosidad turbulenta/Turbulent Viscosity	0,4
Fluido/Fluid	Aire/Air	Energía/Energy	1,0
Densidad/Density	Gas ideal/Ideal gas	Criterio absoluto de convergencia/Convergence Absolute Criteria	
Métodos de solución/Solution Methods		Energía/Energy	0,000001
Esquema/Scheme	SIMPLE	Continuidad/Continuity	0,001
Discretización especial/Spatial discretization		x-velocidad/x-velocity	0,001
Presión/Pressure	Estándar/Standard	y-velocidad/y-velocity	0,001
Densidad/Density		z-velocidad/z-velocity	0,001
Momento/Momemtum	Segundo orden Upwind/Second Order Upwind	Energía cinética turbulenta/Turbulent Kinetic Energy	0,001
Energía cinética turbulenta/Tubulent Kinetic Energy	Primer orden Upwind/First Order Upwind	Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	0,001
Tasa de disipación específica/Specific Dissipation Rate	Primer orden Upwind/First Order Upwind		
Energía/Energy	Primer orden Upwind/First Order Upwind		

La Figura 12 muestra el patrón de flujo obtenido con diferentes modelos de turbulencia y aquellos observados experimentalmente por Blay et al. (1992). Se observó que todos los modelos de turbulencia evaluados predicen bien el patrón de flujo de aire en el sentido del reloj. Sin embargo, los modelos $k-\epsilon$ Realizable y ambos $k-\omega$ predicen una gran turbulencia en la esquina superior derecha de la cavidad que no es bien estimada por los modelos $k-\epsilon$ estándar y RNG. Por falta de una mayor cantidad de datos detallados de tipo experimental que muestre esta torbellino, no es posible obtener conclusiones sobre la precisión de los modelos de turbulencia para predecir esta característica especial del flujo de aire.

Figure 12 shows the flow pattern obtained with different turbulence models and those observed experimentally by Blay et al. (1992). It is observed that all evaluated turbulence models predicts well the clockwise airflow pattern. However, $k-\epsilon$ Realizable and both $k-\omega$ models predict a large eddy in the upper-right corner of the cavity that is not predicted by the $k-\epsilon$ standard and RNG models. Due to the lack of more detailed experimental data showing this eddy, it is not possible to get conclusions about the accuracy of the turbulence models to predict this particular feature of the airflow.



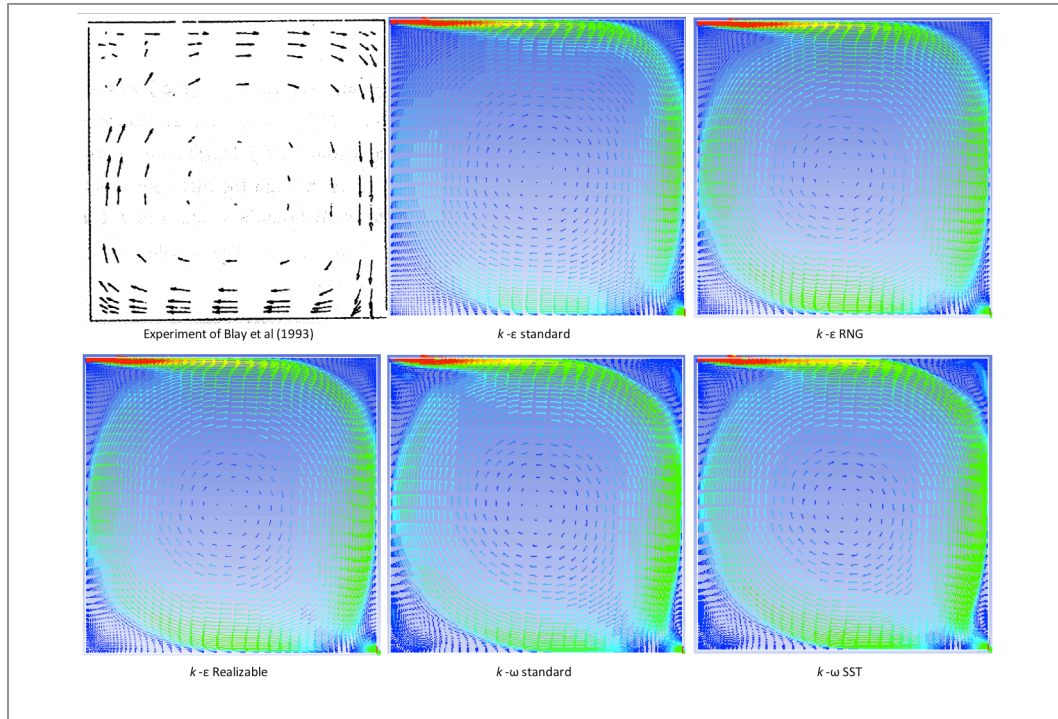


Figura 12. Comparación de los patrones de flujo de aire para diferentes modelos y experimentos sobre turbulencia
Figure 12. Comparison of airflow pattern for different turbulence models and experiment

Esta sección trata sobre el proceso de validación y evaluación de los modelos de turbulencia. En este caso, la validación se basa en las mediciones de velocidad y temperatura realizadas a media altura ($Y = 0,52$ m) y en la mitad del ancho ($X = 0,52$) de la cavidad como señala la Figura 1c. Las Figuras 13 y 14 muestran la temperatura y la velocidad a $X = 0,52$ e $Y = 0,52$, respectivamente. En las Figuras 13a y 14a se observa que los modelos $k-\omega$ subestimaban significativamente la temperatura en 1°C a media altura y en mitad del ancho de la cavidad. Por otra parte, los resultados de simulación de la temperatura para los modelos $k-\epsilon$ concuerdan bien con los datos experimentales. Entre los modelos $k-\epsilon$, la variante Realizable muestra un mejor desempeño porque predice de manera precisa la distribución de la temperatura cercana a la capa límite y a lo largo del centro de la cavidad. Las mayores diferencias entre los datos experimentales y simulados para $k-\epsilon$ Realizable son 0,97% y 1,3% con $Y = 0,52$ m y $X = 0,52$ m, respectivamente.

Los perfiles de velocidad en $X = 0,52$ m e $Y = 0,52$ m se indican en las Figuras 13b y 14b. Se observa que todos los modelos de turbulencia predicen el patrón general del flujo de aire, pero ocurren grandes discrepancias cerca de las paredes. Las versiones estándar de los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$ predicen mejor las velocidades del aire en las regiones alejadas de las paredes. Además, ambos modelos de turbulencia predicen bien las velocidades del aire cerca de la pared superior a $X = 0,52$ y cerca de la pared derecha a $Y = 0,52$ m. Sin embargo, estos modelos subestiman significativamente el flujo inverso cerca de la parte inferior de la pared en $X = 0,52$ m y la velocidad vertical cerca de la pared izquierda en $Y = 0,52$ donde las diferencias máximas son cercanas a 0,1 m/s. En esas zonas donde ocurren las grandes gradientes de velocidad, el modelo $k-\epsilon$ RNG se desempeña mejor.

This section focuses on validation procedure and evaluation of the turbulence models. In this case, the validation is based on the velocity and temperature measurements carried out by at the middle height ($Y = 0.52$ m) and middle width ($X = 0.52$) of the cavity as shown in Figure 1c. Figures 13 and 14 shows the temperature and velocity at $X = 0.52$ and $Y = 0.52$, respectively. In Figures 13a and 14a, it is observed that $k-\omega$ models significantly underpredict the temperature by 1°C along the midwidth and midheight of the cavity. On the other hand, the simulation results of temperature for $k-\epsilon$ models are in good agreement with experimental data. Among the $k-\epsilon$ models, the Realizable variant shows a better performance because it accurately predicts the temperature distribution close to the boundary layer and along the core of the cavity. The maximum differences between the experimental and simulation data for $k-\epsilon$ Realizable are 0.97% and 1.3% at $Y = 0.52$ m and $X = 0.52$ m, respectively.

Velocity profiles at $X = 0.52$ m and $Y = 0.52$ m are shown in Figures 13b and 14b. It is observed that all turbulence models predict the general pattern of the airflow but large discrepancies occur close to the walls. The standard versions of the $k-\epsilon$ and $k-\omega$ models predict better the air velocities in the regions far from the walls. Also, both turbulence models predicts well the air velocities close to the top wall at $X = 0.52$ and close to the right wall at $Y = 0.52$ m. However, these models significantly underpredict the reverse flow close to the bottom wall at $X = 0.52$ m and the vertical velocity close to the left wall at $Y = 0.52$ where maximum differences are close to 0.1 m/s. In these zones where large velocity gradients occur, the $k-\epsilon$ RNG model performs better.

En este caso, se pueden observar resultados similares a los de los casos de NC y FC. Sin embargo, el comportamiento de los modelos de turbulencia para predecir la temperatura a través del dominio del aire varía más significativamente. Es notorio que los modelos $k-\omega$ subestiman la temperatura no solo cerca de las paredes sino a través del centro de la cavidad.

In these case, it can observed similar results than that for NC and FC cases. However, performance of turbulence models to predict temperature across de air domain varies more significantly. It is notorious that $k-\omega$ models underpredict temperature not only close to walls but also across the cavity core.

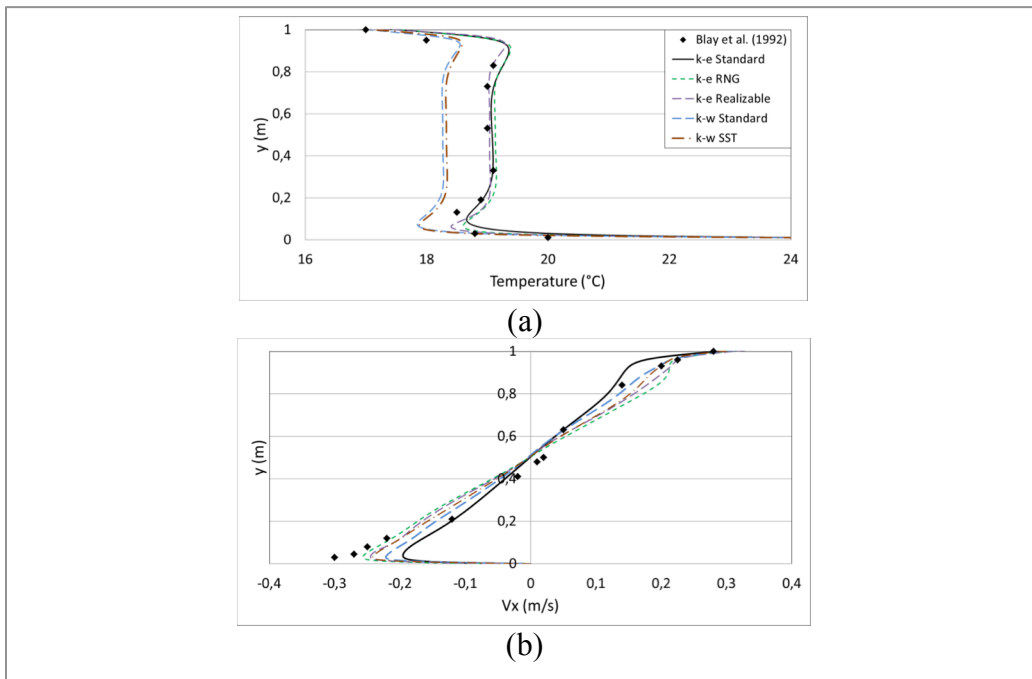


Figure 13. Comportamiento del modelo CFD para predecir la temperatura y velocidad del aire en $X = 0,52$ m para los casos de MC
Figure 13. Performance of CFD model to predict temperature and air velocity at $X = 0.52$ m for MC case

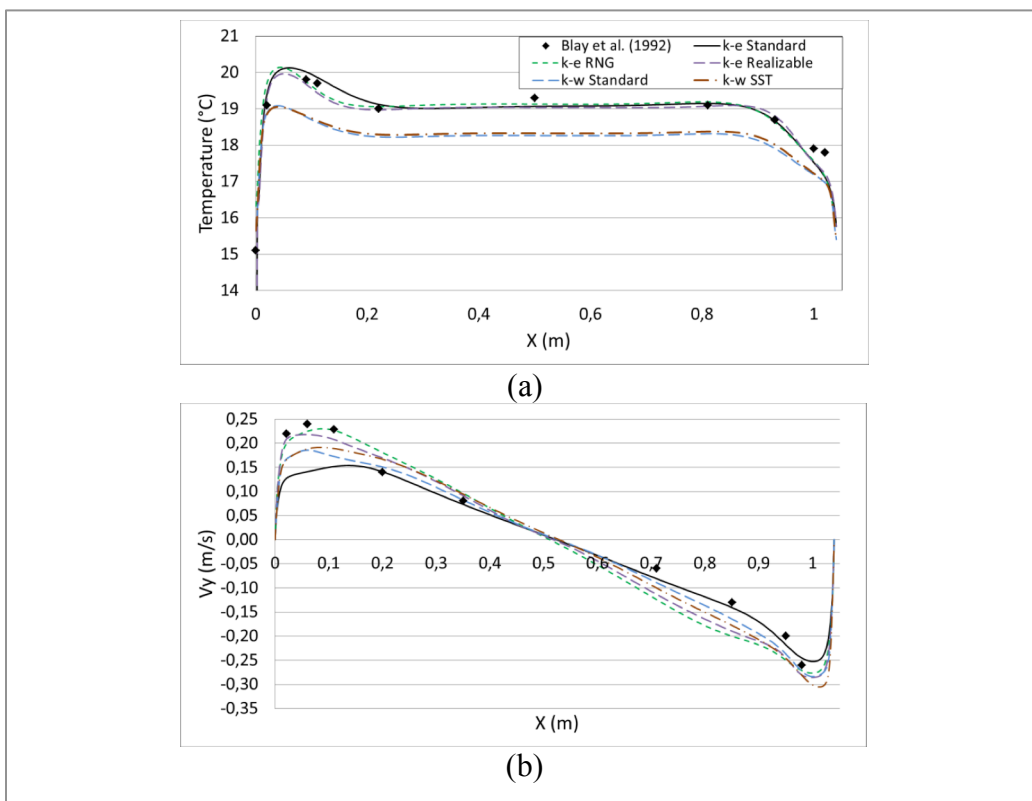


Figure 14. Comportamiento del modelo CFD para predecir la temperatura y velocidad del aire en $Y = 0,52$ m para los casos de MC
Figure 14. Performance of CFD model to predict temperature and air velocity at $Y = 0.52$ m for MC case

4. Discusión y observaciones finales

La modelación CFD no es un proceso intuitivo y requiere tomar decisiones sobre diversos parámetros tales como geometría representativa, tamaño y topología de la malla, criterios de convergencia, factores de relajación, modelo de turbulencia, entre otros. La principal fuente de errores en la modelación CFD es la falta de experiencia del usuario.

El principal objetivo de este trabajo de investigación es proveer información más completa sobre la modelación CFD de los flujos de convección natural, forzada y mixta que les permita a los principiantes adquirir las destrezas y confianza en la modelación CFD. El trabajo ofrece un procedimiento, criterio y juicio ingenieril para evaluar cinco modelos de turbulencia $k-\epsilon$ y $k-\omega$. Se propone la modelación de tres flujos básicos en ambientes cerrados usando modelos de viscosidad de torbellino de dos ecuaciones como ejercicio para adquirir las destrezas en la modelación CFD.

Este artículo señala que para obtener resultados robustos y confiables se requiere habilidades por parte del usuario en la modelación CFD, incluso para los flujos de aire interior básicos estudiados. Las principales conclusiones que pueden extraerse de esta investigación son:

- En general, los cinco modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$ evaluados presentan un buen comportamiento para predecir la velocidad y temperatura del aire. Sin embargo, su precisión depende del tipo de convección, cantidad estimada y regiones de dominio del aire. Por lo tanto, el uso de los modelos correctos de turbulencia es crucial para obtener resultados confiables. La revisión de la literatura entrega evidencias sobre los modelos de turbulencia que se comportan mejor en los distintos casos. No obstante, los estudios realizados por diferentes autores no siempre concuerdan debido a las particularidades de los casos estudiados y de otros parámetros de modelación CFD que también influyen en los resultados (por ej., tamaño y topología de la malla).
- Las condiciones internas predichas para la temperatura y velocidad del aire en la región de la capa límite podrían variar significativamente entre los modelos $k-\epsilon$ y $k-\omega$. Las predicciones precisas sobre lo que ocurre en esa región son muy importantes porque la transferencia de masa y calor entre las paredes y el aire ocurre en esa zona. Esto podría ejercer una gran influencia en las condiciones predichas para el aire de la sala (temperatura, velocidad, contenido de humedad, concentración de contaminantes). Este hecho confirma fuertemente que los nuevos usuarios de la modelación CFD necesitan adquirir habilidades de modelación CFD incluso para los flujos de convección básicos revisados en este estudio.
- La convergencia no puede darse por sentada, en especial en los casos de convección natural. Es necesario establecer pasos de tiempo y factores de relajación, lo que implica el conocimiento avanzado y la experiencia del modelador CFD aún en los problemas básicos de ambientes cerrados.

4. Discussion and final remarks

CFD modeling is not an intuitive process and requires taking decisions about several parameters such as representative geometry, mesh size and topology, convergence criteria, under-relaxation factors, turbulence model, among others. The main source of errors in CFD modeling is the lack of users' expertise.

The main objective of this study was to provide more complete CFD modeling information of basic natural, forced and mixed convection flows that allows CFD beginners to acquire skills and confidence on CFD modeling. This paper provides a procedure, criteria and engineering judgment to evaluate five $k-\epsilon$ and $k-\omega$ turbulence models. Modeling these three basics flow in enclosed environments with different two-eddy viscosity models is proposed as exercise for new CFD users to obtain expertise on CFD modeling.

The results evidences that reliable and robust CFD results require users' skills on CFD modeling, even for the basics indoor airflows studied in this paper. The main general conclusions that can be drawn from this study are:

- *Overall, the five evaluated $k-\epsilon$ and $k-\omega$ model performs well predicting air velocity and temperature. However, their accuracy depends on the convection type, quantity predicted and regions of the air domain. Therefore, the use of the right turbulence models is crucial to obtain reliable results. Literature review provides evidence about which turbulence models perform better for different cases. However, studies from different authors is not always in good agreement due to particularities of the case studied and other CFD modeling parameters that also influences the results (i.e. mesh size and topology).*
- *Predicted indoor conditions for temperature and air velocity in the boundary layer region might vary significantly among $k-\epsilon$ and $k-\omega$ models. Accurate predictions of what happen in this region are crucial because the heat and mass transfer between walls and air occurs in this zone. This could have great influence on the predicted room air conditions (temperature, velocity, moisture content, pollutant concentration). This fact strongly support that new CFD users need to acquire skills on CFD modeling even for the basic convection flows reviewed in this paper.*
- *Convergence cannot be given for granted, especially for natural convection cases. The setting up of time step and under-relaxation factors is needed, which involves advanced knowledge and expertise of the CFD modeler even for basic indoor environmental problems.*



- Los casos básicos de convección estudiados en este trabajo de investigación constituyen buenos ejercicios para lograr las habilidades necesarias en la modelación CFD de ambientes cerrados. Este estudio entrega la información y los juicios ingenieriles que permiten a los nuevos usuarios CFD modelar de manera adecuada estos casos y obtener resultados robustos y confiables.
- *The basic convection cases studied in this paper are good exercises to get skills on CFD modeling of indoor environments. This paper provides information and engineering judgment that allow new CFD users to properly model these cases and obtain robust and reliable CFD models and results.*

5. Agradecimientos

Este trabajo de investigación contó con el financiamiento de la Comisión Nacional de Investigación Científica y Tecnológica (Conicyt) de Chile bajo el proyecto Fondecyt 11100120 y fue apoyado por el proyecto CONICYT/FONDAP 15110020.

5. Acknowledgements

This work was funded by the National Commission for Science and Technological Research (Conicyt) of Chile under the grants Fondecyt 11100120 and supported by the research project CONICYT/FONDAP 15110020.

6. Referencias/References

- AIAA (1998)**, Guide for the Verification and Validation of Computational Fluid Dynamics Simulations. American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- ANSYS (2012)**, Ansys FLUENT Theory Guide: Release 14.0. ANSYS, Inc.
- Ampofo F. and Karayiannis T. (2003)**, Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 3551-3572. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00147-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00147-9).
- Blay D., Mergui S. and Niculae C. (1992)**, Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyant wall jet. In *Fundamentals of Mixed Convection*, ASME HTD 213.
- Cao G., Ruponen M., Paavilainen R. and Kurnitski J. (2011)**, Modelling and simulation of the near-wall velocity of a turbulent ceiling attached plane jet after its impingement with the corner. *Building and Environment*, 46 (2), 489-500. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.08.012>.
- Casey M. and Wintergeste T. (2000)**, ERCOFTAC Special Interest Group on Quality and Trust in Industrial CFD - Best Practice Guidelines.
- Chen Q. and Xu W. (1998)**, A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation. *Energy and Buildings*, 28(2), 137-144. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0378-7788\(98\)00020-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0378-7788(98)00020-6).
- Chen Q. and Srebric J. (2001)**, How to Verify, Validate and Report Indoor Environment Modeling CFD Analyses. Atlanta: ASHRAE.
- Choi S. K. and Kim S. O. (2012)**, Turbulence modeling of natural convection in enclosures: A review. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 283-297. doi: 10.1007/s12206-011-1037-0.
- Choi S.-K., Kim E.-K., Wi M.-H. and Kim S.-O. (2004)**, Computation of a turbulent natural convection in a rectangular cavity with the low-reynolds-number differential stress and flux model. *KSME International Journal*, 18, 1782-1798. doi: 10.1007/bf02984327
- Hajdukiewicz M., Geron M., and Keane M. M. (2013)**, Formal calibration methodology for CFD models of naturally ventilated indoor environments. *Building and Environment*, 56, 290-302. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.08.027>.
- Klobut K. and Sirén K. (1994)**, Air flows measured in large openings in a horizontal partition. *Building and Environment*, 29 (3), 325-335.
- Launder B. and Spalding D. (1974)**, The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Energy*, 3, 269-289. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](http://dx.doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2).
- Menter F. (1994)**, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32, 1598-1605. doi: 10.2514/3.12149.
- Moureh J. and Flick D. (2003)**, Wall air-jet characteristics and airflow patterns within a slot ventilated enclosure. *International Journal of Thermal Sciences*, 42, 703-711. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729\(03\)00037-1](http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729(03)00037-1).
- Nielsen P. V. (1974)**, Flow in air conditioned room. Copenhagen.: Technical University of Denmark.
- Nielsen P. V. (1990)**, Specification of a two-dimensional test-case. Department of Building Technology and Structural Engineering, Aalborg University, Denmark.
- Oberkampf W. L. and Trucano. T. G. (2002)**, Verification and validation in computational fluid dynamics. *Progress in Aerospace Sciences*, 38 (3), 209-272. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0376-0421\(02\)00005-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0376-0421(02)00005-2).
- Olmedo I. and Nielsen P.V. (2010)**, Analysis of the IEA 2D test. 2D, 3D, steady or unsteady airflow? Department of Civil Engineering, Aalborg University (DCE Technical Reports; No.106).
- Omri M. and Galanis N. (2007)**, Numerical analysis of turbulent buoyant flows in enclosures: Influence of grid and boundary conditions. *International Journal of Thermal Science*, 46(8), 727-738. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.006>.
- Posner J. D., Buchanan C. R. and Dunn-Rankin D. (2003)**, Measurement and prediction of indoor air flow in a model room. *Energy and Buildings*, 35, 515-526. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00163-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00163-9).
- Restivo A. (1979)**, Turbulent Flow in Ventilated Room. London: Ph.D. Thesis, University of London.
- Rohdin P. and Moshfegh B. (2011)**, Numerical modelling of industrial indoor environments: A comparison between different turbulence models and supply systems supported by field measurements. *Building and Environment*, 46, 2365-2374. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.05.019>.
- Rundle C. A. and Lighthstone M. F. (2007)**, Validation of turbulent natural convection in square cavity for application of CFD modelling to heat transfer and fluid flow in atria geometries. 2nd Canadian Solar Building Conference. Calgary, Canada.
- Rundle C., Lighthstone M., Oosthuizen P., Karava P. and Mouriki E. (2011)**, Validation of computational fluid dynamics simulations for atria geometries. *Building and Environment*, 1943-1353. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.12.019>.
- Shih T., Liou W., Shabbir A., Yang Z. and Zhu J. (1995)**, A new k-ε eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24, 227-238. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](http://dx.doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T).



- Shur M., Spalart P., Strelets M. and Travin A. (1999)**, Detached-eddy simulation of an airfoil at high angle of attack. Engineering turbulence modelling and experiments -4. Proceedings of the 4th International Symposium on Engineering Turbulence Modeling and Experiments, 669-678.
- Stamou A., and Katsiris I. (2006)**, Verification of a CFD model for indoor airflow and heat transfer. Building and Environment , 41, 1171-1181. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.06.029>.
- Susin R. M., Lindner G. A., Mariani V. C. and Mendonça K. C. (2009)**, Evaluating the influence of the width of inlet slot on the prediction of indoor airflow: Comparison with experimental data. Building and Environment, 44, 971-986. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2008.06.021>.
- Vera S., Fazio P. and Rao J. (2010)**, Interzonal air and moisture transport through large horizontal openings in a full-scale two-story test-hut: Part 2 – CFD study. Building and Environment , 45 (3), 622-631. doi: 10.1016/j.buildenv.2009.07.021.
- Voigt L. K. (2000)**, Comparison of Turbulence Models for Numerical Calculation of Airflow in an annex 20 Room. . International Centre for Indoor Environment and Energy. Department of Energy Engineering. Technical University of Denmark.
- Wilcox D. (1988)**, Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. AIAA Journal , 26, 1299–1310. doi: 10.2514/3.10041.
- Yakhot V. and Orszag S. (1986)**, Renormalization group analysis of turbulence. Journal of Scientific , 1, 3–51.
- Zhai Z., Zhang Z., Zhang W. and Chen Q. (2007)**, Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 1— Summary of Prevalent Turbulence Models. HVAC&R RESEARCH , 853-870. doi: 10.1080/10789669.2007.10391459
- Zhang Z., Zhang W., Zhai Z. J. and Chen Q. Y. (2007)**, Evaluation of Various Turbulence Models in Predicting Airflow and Turbulence in Enclosed Environments by CFD: Part 2—Comparison with Experimental Data from Literature. HVAC&R Research , 13 (6), 871-886. doi: 10.1080/10789669.2007.10391460.
- Zitzmann T. and Cook M. P. (2005)**, Simulation fo steady-state natural convection using CFD. Building Simulation. Montréal, Canada.

