



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Estudios de Convección Natural y Forzada en un
Sistema Caseta-Torre de Viento sin/con
Humidificación

presentada por

MC. Luis Guillermo Carreto Hernández

como requisito para la obtención del grado de
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Director de tesis

Dra. Sara Lilia Moya Acosta

Codirector de tesis

Dr. César Alejandro Varela Boydo

Cuernavaca, Morelos, México. Mayo de 2023.



Cuernavaca, Mor.,
No. De Oficio:
Asunto:

02/mayo/2023
SAC/057/2023
Autorización de
impresión de tesis

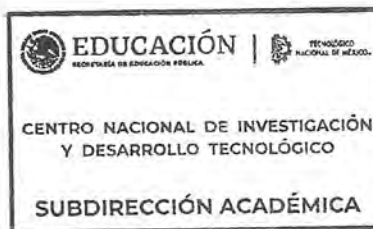
LUIS GUILLERMO CARRETO HERNÁNDEZ
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **“ESTUDIOS DE CONVECCIÓN NATURAL Y FORZADA EN UN SISTEMA CASETA-TORRE DE VIENTO SIN/CON HUMIDIFICACIÓN”**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
“Conocimiento y tecnología al servicio de México”



CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO

C. c. p. Departamento de Ingeniería Mecánica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz





Cuernavaca, Morelos, 28/marzo/2023

ASUNTO: OFICIO DE LIBERACIÓN DE
PUBLICACIÓN DE ARTÍCULO

DR. JORGE COLÍN OCAMPO
PRESIDENTE DEL CLAUSTRO DOCTORAL DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por medio del presente, le comunicamos que el comité tutorial del tema de tesis **"Estudios de convección natural y forzada en un sistema caseta-torre de viento sin /con humidificación"** desarrollado por el estudiante **LUIS GUILLERMO CARRETO HERNANDEZ** hace constar que los siguientes productos académicos son derivados de la tesis del estudiante y cuentan con la calidad suficiente para acreditar este requisito para la obtención del grado de doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica, se adjuntan evidencias de los productos:

Publicaciones:

Studies of ventilation and thermal comfort in different wind tower-room configurations considering humidification for a warm climate of Mexico

Carreto-Hernandez, L.G., Moya, S.L., Varela-Boydo, C.A., Francisco-Hernandez, A.
Journal of Building Engineering, 2022, 46, 103675.

Numerical-experimental study of mixed convection in a wind tower-room system

Carreto-Hernandez, L.G., Moya, S.L., Varela-Boydo, C.A., Francisco-Hernandez, A.
Building and Environment, 2023, 237, 110294.

sírvase hacer las diligencias necesarias ante las instancias correspondientes de este centro para concretar la liberación de este requisito.

ATENTAMENTE
"Excelencia en Educación Tecnológica"

Dra. Sara Lilia Moya Acosta
Directora De Tesis

Dr. César Alejandro Varela Boydo
Codirector De Tesis

Dr. José Jassón Flores Prieto
Revisor 1

Dr. Efraín Simá Moo
Revisor 2

Dr. Alfonso Aragón Aguilar
Revisor 3

Dr. Vladimir Arturo Reyes Herrera
Revisor 4

Ccp: Departamento de Servicios Escolares

Dedicatoria

A Dios, a mi esposa Wendy y a mi hijo Neizan

Agradecimientos

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo económico y seguro médico otorgado durante el programa de doctorado.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET), por darme la oportunidad realizar mis estudios de posgrado en esta gran institución.

A mi esposa Wendy y a mi hijo Neizan por ser el motor de mi vida, por motivarme siempre a continuar y a seguir a delante, pero sobre todo por ser mi familia.

A mis padres Hugo y Minerva por apoyarme en todo momento, por los valores que me han inculcado, por haberme dado la oportunidad de tener una excelente educación en el transcurso de mi vida, por ser un excelente ejemplo a seguir.

A mis hermanos Víctor Hugo y Esmeralda Abigail, por siempre motivarme y estar para mí.

A la Dra. Sara Lili Moya Acosta mi directora de tesis, por guiarme a lo largo de este proceso, por compartir su experiencia y conocimientos para poder culminar el presente trabajo.

Al Dr. Cesar Alejandro Varela Boydo mi codirector de tesis, por compartir su experiencia, conocimientos e ideas para la culminación del presente trabajo.

A mi comité revisor: Dr. Efraín Simá Moo, Dr. José Jassón Flores Prieto, Dr. Alfonso Aragón Aguilar, Dr Vladimir Arturo Reyes Herrera, por sus comentarios e importantes sugerencias durante la revisión del trabajo de tesis.

A mis amigos y compañeros por todos los momentos que pasamos juntos, Josafat Leyva, Ariel Francisco, Alexis Mayo, Beto, Julio Cesar, Pablo Sotelo, Erick, José Guillermo, Josué, Gabriel Absalón, Iván Tecan y Eduardo. Gracias por hacer esta trayectoria una etapa de vivencias que nunca olvidaré.

Contenido

	Pág.
Índice de figuras	v
Índice de tablas.....	x
Nomenclatura.....	xi
Resumen.....	xvi
Capítulo I Introducción	1
1.1 Problemática	2
1.2 Las torres de viento.....	3
1.3 Antecedentes de la investigación	8
1.3.1 Optimización aerodinámica de las torres de viento	8
1.3.2 Calidad de aire y confort térmico en edificaciones con torre de viento	11
1.3.3 Enfriamiento evaporativo en las torres de viento	14
1.3.4 Convección mixta en las torres de viento	17
1.3.5 Conclusiones del estado del arte	19
1.4 Objetivos de la investigación	20
1.4.1 Objetivo general.....	20
1.4.2 Objetivos específicos.....	21
1.5 Alcance	21
1.6 Metodología general.....	21
1.7 Estructura de la tesis.....	23
Capítulo II Marco Teórico.....	24
2.1 Ecuaciones gobernantes	25
2.1.1 Ecuación de conservación de masa.....	25
2.1.2 Ecuación de conservación de momentum	25
2.1.3 Ecuación de conservación de la energía	26
2.1.4 Ecuación de conservación de concentración de especies químicas	26
2.2 Modelos de turbulencia	26
2.2.1 Ecuaciones RANS	27
2.2.2 Hipótesis de Boussinesq.....	28

2.2.3 Modelos de viscosidad artificial (Eddy Viscosity Models, EVM)	29
2.2.4 Modelo k-épsilon estándar (Standard $k - \epsilon$)	30
2.2.5 Modelo k-épsilon RNG (RNG $k - \epsilon$).....	32
2.2.6 Modelo k-épsilon realizable (Realizable $k - \epsilon$)	33
2.2.7 Modelo k-omega estándar (Standard $k - \omega$).....	34
2.2.8 Modelo de transporte de esfuerzo cortante (SST $k - \omega$)	34
2.3 Flujo multi especie	35
2.4 Flujo multifásico-modelo de fase dispersa	36
2.5 Espray de cono sólido	37
2.6 Números adimensionales en convección mixta	39
2.6.1 Número de Reynolds.....	39
2.6.2 Número de Grashof.....	40
2.6.3 Número de Richardson.....	40
2.7 Parámetros de ventilación	40
2.7.1 Efectividad de cambio de aire	40
2.7.2 Edad local del aire	41
2.8 Índices de confort térmico.....	41
2.8.1 Voto medio predicho (PMV)	42
2.8.2 Porcentaje predicho de insatisfechos (PPD)	43
2.9 Malla computacional	43
2.9.1 Propiedades deseables de las mallas.....	44
2.9.2 Índice de convergencia de malla (GCI).....	44
2.10 Cálculo de incertidumbre experimental	46
2.10.1 Evaluación tipo A.....	46
2.10.2 Evaluación tipo B.....	47
2.10.3 Incertidumbre propagada	47
Capítulo III Descripción experimental de los estudios realizados	48
3.1 Descripción experimental del estudio de convección natural en la caseta CAGETEV 49	
3.2 Descripción experimental del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación	51

3.3 Descripción experimental del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación con humidificación	54
3.3.1 Primer estudio experimental (humidificación en torre de viento)	54
3.3.2 Segundo estudio experimental (humidificación en el sistema TV-H)	56
Capítulo IV Descripción CFD de los estudios realizados	58
4.1 Descripción CFD del estudio de convección natural en la caseta CAGETEV.....	59
4.1.1 Configuración CFD	59
4.1.2 Modelo físico y condiciones de frontera.....	59
4.1.3 Malla computacional e independencia de malla	60
4.2 Descripción CFD del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación sin humidificación	62
4.2.1 Configuración CFD.....	62
4.2.2 Modelo físico y condiciones de frontera.....	62
4.2.3 Casos de estudio para el estudio paramétrico.....	63
4.2.4 Malla computacional e independencia de malla	64
4.3 Descripción CFD del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación con humidificación	65
4.3.1 Configuración CFD.....	65
4.3.2 Modelo físico y condiciones de frontera.....	66
Capítulo V Resultados	68
5.1 Resultados del estudio de convección natural en la caseta CAGETEV	69
5.1.1 Evaluación de los modelos de turbulencia.....	69
5.1.2 Comparación de los casos 2D y 3D.....	71
5.2 Resultados del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación sin humidificación	76
5.2.1 Validación y selección del modelo de turbulencia.....	76
5.2.2 Estudio paramétrico	80
5.3 Resultados del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación con humidificación	90
5.3.1 Validación	90
5.3.2 Estudio paramétrico de la convección mixta en el sistema TV-H con humidificación.....	98

Capítulo VI Conclusiones y recomendaciones	106
6.1 Conclusiones	107
6.2 Recomendaciones.....	110
Productos obtenidos	111
Referencias	114

Índice de figuras

	Pág.
Fig. 1.1 Izquierda: Mural egipcio del museo de British. Derecha: Malqaf tradicional de Egipto [20]	3
Fig. 1.2 Torre de viento “badghir” en el Jardín Dowlat-Abad en Yazd, Irán [21]	4
Fig. 1.3 Izquierda: Sistema de ventilación en Villas de Costozza, Italia [22], derecha: Edificación del siglo XVI en Villas de Costozza, Italia [22]	4
Fig. 1.4 Elementos principales de un sistema torre de viento-habitación.....	5
Fig. 1.5 Operación de una torre de viento cuando no hay viento a) y cuando sí lo hay b)....	6
Fig. 1.6 Diferentes ejemplos de torres de viento vernáculas (Adatado de Jomehzadeh et. al. [27]): a) torres de viento unidireccionales en Meybod, Irán; b) torres de viento bidireccionales de la cisterna de agua en el jardín Dowlat-Abady en Yazd, Irán; c) torres de viento de cuatro lados de la cisterna de agua en Kish Island, Irán; d) torres de viento de seis lados en Yazd, Irán; e) torre de viento de ocho lados en el jardín Dowlat-Abad en Yazd, Irán; f) torre de viento cilíndrica en Dubái	7
Fig. 1.7 a) Torre de viento moderna, b) torre de viento super moderna.....	7
Fig. 1.8 Número de investigaciones relacionadas con torres de viento en las últimas cuatro décadas (adaptado de Sangdeh et al. [29])	8
Fig. 1.9 a) Propuesta de amortiguadores aerodinámicos en la torre viento tradicional [30], b) diferentes tipos de techos de torres propuestos para mejorar la captación [31]	9
Fig. 1.10 a) Mapa de vectores para una torre de viento tradicional a) y una con extensiones de entrada b) [41].....	10
Fig. 1.11 a) Torre de viento con columnas y superficies mojadas ubicada en la universidad de Yazd, Irán [60]; b) una vista de la parte superior de una torre de viento con superficies mojadas en Kerman, Irán [61]; c) torre de viento con regadera como sistema de enfriamiento evaporativo [62]; d) torre de viento con sistema de enfriamiento evaporativo por aspersores [63].....	14
Fig. 1.12 Metodología general.....	22
Fig. 2.1 Humidificador de tipo cono sólido.....	37
Fig. 2.2 Esquema del flujo sobre una placa plana que muestra los regímenes de flujo laminar, de transición y turbulento con base en el valor de Re, adaptado de [99]	39

Fig. 3.1 a) Caseta experimental representativa de una habitación prototipo; b) orientación de la caseta experimental.....	49
Fig. 3.2 a) Partes que conforman la caseta experimental, b) intercambiador de calor en la pared norte.....	50
Fig. 3.3 a) Distribución y posición de termopares en el plano medio de la habitación bajo estudio, b) sistema experimental completo.....	51
Fig. 3.4 a) Esquema y dimensiones interiores de la torre estudiada en este trabajo, b) fotografía del sistema torre de viento-habitación estudiado en este trabajo.....	53
Fig. 3.5 Diseño experimental del sistema TV-H estudiado en este trabajo	53
Fig. 3.6 Fotografía de la torre de viento con sistema de humidificación	55
Fig. 3.7 Diseño del primer experimento, a) dimensiones de la torre de viento experimental, b) posición de los anemómetros en la entrada de la torre de viento, c) numeración y posición de los sensores de temperatura y humedad relativa a la salida de la torre de viento.....	55
Fig. 3.8 Diseño del segundo experimento (sistema TV-H con humidificación).....	57
Fig. 4.1 a) Modelo físico, b) diferencia de temperatura entre la pared sur y norte	60
Fig. 4.2 Izquierda: malla utilizada para el caso 3D; derecha: malla utilizada para el caso 2D	61
Fig. 4.3 (a) Modelo físico y condiciones de frontera para el estudio paramétrico y (b) consideración para la validación numérica	63
Fig. 4.4 Parámetros ambientales, diferencias de temperatura entre la pared caliente y la pared fría (ΔT) y números de Richardson estudiados en este trabajo.....	64
Fig. 4.5 a) Malla utilizada, b) banda de error GCI para la velocidad normalizada a lo largo del perfil horizontal y del vertical en la malla básica	65
Fig. 4.6 a) Modelo físico y condiciones de frontera para el primer experimento (humidificación en la torre de viento), b) modelo físico y condiciones de frontera para el estudio paramétrico del sistema TV-H con humidificación, y c) consideración para la validación experimental del sistema TV-H con humidificación (segundo experimento).....	67
Fig. 5.1 RMSE entre datos numéricos y experimentales para la temperatura, para cada modelo de turbulencia y para simulaciones 2D y 3D.....	70

Fig. 5.2 RMSE entre datos numéricos y experimentales para la velocidad, para cada modelo de turbulencia y para simulaciones 2D y 3D	70
Fig. 5.3 Comparación de los perfiles de temperatura en $H_y/2$ entre los datos experimentales y numéricos	71
Fig. 5.4 Comparación de los perfiles de temperatura en $H_x/2$ entre los datos experimentales y numéricos	72
Fig. 5.5 Comparación entre datos experimentales y numéricos de la velocidad en un punto a través de 41000 segundos	72
Fig. 5.6 Contornos de temperatura y velocidad cuando $\Delta T=2.48$ °C para las simulaciones 2D y 3D.....	74
Fig. 5.7 Contornos de temperatura y velocidad cuando $\Delta T=2.39$ °C para las simulaciones 2D y 3D.....	75
Fig. 5.8 Líneas de corriente para la simulación tridimensional cuando $\Delta T=2.44$ °C y $\Delta T=2.3$ °C.....	75
Fig. 5.9 Nusselt promedio en la pared sur y norte obtenidos de las simulaciones 2D y 3D	76
Fig. 5.10 Error de sesgo medio de la temperatura y la velocidad para cada modelo de turbulencia: k- ϵ estándar (KES), k- ϵ realizable (KER), k- ϵ RNG (KERNG), k- ω estándar (KWS) y transporte de esfuerzo cortante k - ω (KWSST)	78
Fig. 5.11 Perfil horizontal de temperatura comparado con datos experimentales en una línea en $H_y/2$ en el plano medio $H_x/2$	79
Fig. 5.12 Perfil vertical de temperatura comparado con datos experimentales en una línea en $H_z/2$ en el plano medio $H_x/2$	79
Fig. 5.13 Comparación de velocidades medidas experimentalmente versus las obtenidas numéricamente (ver Fig. 3.5)	80
Fig. 5.14 Incremento promedio del número de Nu en función de los parámetros estudiados; la velocidad, temperatura y HR corresponden al aire exterior y el ΔT corresponden a la diferencia de temperaturas entre las paredes caliente y fría de la habitación	81
Fig. 5.15 Nu promedio en la pared fría y caliente de la habitación para diferentes números de R_i , temperaturas y humedades relativas del aire exterior	82

Fig. 5.16 Contornos de temperatura en el plano medio de la habitación ($H_x/2$) para HR del 10% y diferentes temperaturas del aire exterior; a) convección forzada predominante; b) convección natural predominante	83
Fig. 5.17 Incremento promedio del PPD en función de los parámetros estudiados; la velocidad, temperatura y HR corresponden al aire exterior y el ΔT corresponden a la diferencia de temperaturas entre las paredes caliente y fría de la habitación	85
Fig. 5.18 PMV y PPD promedio dentro de la habitación para diferentes números de R_i , temperaturas y humedades relativas del aire exterior	86
Fig. 5.19 Contorno del PPD en el plano medio de la habitación ($H_x/2$) para HR del 10% y diferentes temperaturas del aire exterior; a) convección forzada predominante; b) convección natural predominante	87
Fig. 5.20 Incremento promedio de la efectividad de cambio de aire en función de los parámetros estudiados; la velocidad, temperatura y HR corresponden al aire exterior y el ΔT corresponden a la diferencia de temperaturas entre las paredes caliente y fría de la habitación	89
Fig. 5.21 Efectividad promedio del cambio de aire promedio dentro de la habitación para diferentes números de R_i , temperaturas y humedades relativas del aire exterior	89
Fig. 5.22 Metodología utilizada para reproducir y validar los resultados CFD de la humidificación en el sistema TV-H	90
Fig. 5.23 Desviación porcentual entre datos numéricos y experimentales para la temperatura de bulbo seco (TBS).....	92
Fig. 5.24 Desviación porcentual entre datos numéricos y experimentales para la temperatura de bulbo húmedo (TBH).....	93
Fig. 5.25 Temperaturas de bulbo seco y las humedades relativas obtenidas del segundo experimento antes y después de humidificar	94
Fig. 5.26 Comparación numérico experimental de las velocidades en la entrada de la torre de viento.....	94
Fig. 5.27 Comparación numérico-experimental de las temperaturas de bulbo húmedo y seco en el plano medio de la habitación a la altura $H_v/2$ (Sistema TV-H sin humidificación)	95
Fig. 5.28 comparación numérico-experimental de las temperaturas de bulbo húmedo y seco en el plano medio de la habitación a la altura $H_v/2$ (Sistema TV-H con humidificación)	95

Fig. 5.29 Campos de temperatura y humedad relativa para el sistema TV-H sin (izquierda) y con humidificación (derecha).....	97
Fig. 5.30 Campos de PMV y PPD para el sistema TV-H sin (izquierda) y con humidificación (derecha).....	97
Fig. 5.31 Incremento promedio del número de Nu en función de los parámetros estudiados	99
Fig. 5.32 Incremento promedio del número de Nu en la pared fría y caliente al aplicar humidificación	99
Fig. 5.33 Nu promedio en la pared fría y caliente de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativa del aire exterior	100
Fig. 5.34 Incremento promedio del PPD en función de los parámetros estudiados	102
Fig. 5.35 Variación promedio del PPD al aplicar humidificación	102
Fig. 5.36 PMV y PPD promedio dentro de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior	103
Fig. 5.37 Incremento promedio de la efectividad de cambio de aire en función de los parámetros estudiados.....	104
Fig. 5.38 Disminución promedio de la ϵ_a al aplicar humidificación	105
Fig. 5.39 Efectividad promedio del cambio de aire promedio dentro de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior	105

Índice de tablas

	Pág.
Tabla 2.1 Escala de sensación térmica de siete puntos	42
Tabla 3.1 Tamaño y proporciones de torres de viento laterales y sistemas TV-H en diferentes trabajos	52
Tabla 3.2 Parámetros y características conocidas del sistema humidificador utilizado en este trabajo.....	56
Tabla 4.1 Cálculos realizados para estimar las incertidumbres de discretización entre las mallas gruesa, básica y fina	61
Tabla 5.1 Condiciones de frontera establecidas experimentalmente	77
Tabla 5.2 Condiciones de frontera establecidas en el primer estudio experimental	91
Tabla 5.3 Temperatura de bulbo seco y húmedo a la salida de la torre de viento en el primer estudio experimental.....	91
Tabla 5.4 Condiciones de frontera establecidas en el segundo estudio experimental	93

Nomenclatura

Simbología	Descripción	Unidades
A_0	Constante para el cálculo de C_μ	
$a_{0,1,2}$	Constantes que dependen del tipo de interacción (líquido-sólido, gas-líquido)	
a_{1-6}	Diferentes anemómetros	
A_s	Constante para el cálculo de C_μ que depende de la velocidad angular de rotación del sistema	
$C(0)$	Concentración inicial del aire	[s]
C_d	Coefficiente de arrastre de las gotas	
$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}$	Constantes de los modelos de turbulencia	
C_p	Calor específico	[J/kg K]
$C(t)$	Concentración del aire en un punto dado de la habitación en función del tiempo	[s]
C_a	Coefficiente de arrastre de la boquilla	
C_μ	Constante de los modelos de turbulencia que es función de las velocidades medias de deformación y rotación	
clo	Factor de ropaje de acuerdo con ISO7730	
\bar{D}	Diámetro medio de las gotas	[μm]
D	Diámetro de gota	[μm]
D_i	Difusividad másica	[m^2/s]
D_ω	Difusividad másica del agua	[m^2/s]
e_a^{21}	Error relativo aproximad	[%]
e_{ext}^{21}	Error relativo extrapolado	[%]
f	Valor medio de la variable	
$\langle f \rangle$	Operador estadístico	
f'	Parte fluctuante de la variable	
f_{cl}	Factor del área de la superficie de la ropa	
F_1, F_2	Funciones de mezcla en el modelo de turbulencia $k - \omega$ SST	
F_p	Fuerzas adicionales sobre la partícula	[N]
F_s	Factor de seguridad	
\vec{g}	Gravedad	[m/s^2]
G_b	Generación de k debida energía cinética turbulenta a la flotabilidad	[m^2/s^2]
$G_k, \overline{G_k}$	Generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad media	[m^2/s^2]
Gr	Número de Grashof	[%]
G_ω	Generación de ω	[m^2/s]
h_m	Tamaño representativo de la malla	[m]
h	Entalpía específica	[kJ/kg]
$h_{m,basica}$	Tamaño representativo de la celda o malla básica	[m]
h_c	Coefficiente de transferencia de calor	[W/ m^2 K]
$h_{m, fina}$	Tamaño representativo de la celda o malla fina	[m]

H	Altura	[m]
HR	Humedad relativa	[%]
H_x, H_y, H_z	Dimensiones de la habitación	
k	Número de observaciones en el cálculo de incertidumbre experimental	
k_t	Conductividad térmica	[W/m K]
k	Energía cinética turbulenta	[m ² /s ²]
$K_{1,2,3}$	Constantes experimentales para el coeficiente de arrastre de las gotas	
L	Ganancias y pérdidas de energía	[W/m ²]
L	Longitud	[m]
m_i	Fracción de masa i-ésima	
m_k	Fracción de masa para distintas especies químicas	
M	Tasa metabólica	[W/m ²]
N_1, N_2, N_3	Número de elementos de las mallas fina, básica y gruesa	
Nu	Número de Nusselt	
p	Presión	[Pa]
P	Orden de discretización de las mallas	
P_a	Presión parcial de vapor de agua	[Pa]
Q	Tasa de suministro de aire	[m ³ /s]
q_k	Valor de la medición en el cálculo de la incertidumbre	
\bar{q}	Promedio de todas las mediciones realizadas en el cálculo de la incertidumbre	
\bar{q}	Vector de flujo de calor por unidad de área	[W/m ²]
r	Tasa de refinamiento de las mallas	[Adimensional]
R^2	Coefficiente de determinación	
Ra	Número de Rayleigh	[Adimensional]
Re	Número de Reynolds	[Adimensional]
Re_p	Número de Reynolds de las partículas (gotas)	[Adimensional]
Ri	Número de Richardson	[Adimensional]
R_k	Término fuente en la ecuación de flujo multi especie	
S	Magnitud de la velocidad de deformación	[m/s]
Sc_t	Número de Schmidt turbulento	[Adimensional]
S_h	Término fuente	
S_{ij}	Tensor promedio de deformaciones	
S_k, S_ω	Término fuente definido por el usuario	
Stk	Número de Stokes	[Adimensional]
S_{Φ_i}	Término fuente de la variable escalar a resolver	
T	Temperatura	[°C]
T_N, T_S, T_E y T_O	Temperatura en la pared norte, sur, este y oeste de la habitación	[°C]
T_{Sup}, T_{Inf}	Temperatura en el techo y piso de la habitación	[°C]
T_F, T_C	Temperatura en la pared fría y caliente	[°C]
ΔT	Diferencia de temperatura entre las paredes caliente y fría	[°C]
Δt	Tamaño de paso de tiempo	[s]
t	Tiempo	[s]

t_a	Temperatura del aire	[°C]
t_{cl}	Temperatura de la superficie de la ropa	[°C]
\bar{t}_r	Temperatura media radiante	[°C]
u	Componente de velocidad en x	[m/s]
U	Velocidad normalizada v/v_{entrada}	[Adimensional]
U^*	Velocidad en función de la deformación y rotación	[m/s]
u_p	Velocidad de las partículas	[m/s]
U_0	Velocidad de las gotas	[m/s]
$u(x_i)$	Incertidumbre estándar	
V	Volumen de la habitación	[m ³]
v	Componente de velocidad en y	[m/s]
\vec{v}	Vector de velocidad	[m/s]
Ventrada	Velocidad en la entrada de la torre de viento	[m/s]
w	Componente de velocidad en z	[m/s]
$w_{1,2,3..n}$	Incertidumbres de las variables independientes	
w_R	Incertidumbre propagada	[%]
w_j'	Potencia mecánica efectiva	[W]
W	Ancho	[m]
W	Potencia mecánica efectiva dada	[W/m ²]
Y_D	Fracción de masa de las gotas	
Y_k	Disipación de energía cinética turbulenta debido a la turbulencia	[m ² /s ²]
Y_M	Dilatación fluctuante en la turbulencia comprimible a la tasa de disipación total	
Y_ω	Disipación de ω debido a la turbulencia	[m ² /s ²]
∇	Operador Nabla	
ΔA_i	Área de la celda de la malla	[m ²]
ΔP	Diferencia de presión a lo largo de la boquilla y la tubería de suministro	[Pa]
ΔT	Diferencia de temperatura entre la pared norte y sur	[°C]
ΔV_i	Volumen de la celda de la malla	[m ³]

Simbología griega

α^*	Coeficiente que amortigua la viscosidad turbulenta	
α_s	Constante de remolino	
β	Coeficiente de expansión térmica	[1/K]
Γ	Coeficiente de difusión	[m ² /s]
Γ_i	Difusividad del escalar	
δ_{ij}	Delta de Kronecker	
ϵ	Solución en mallas progresivamente más finas	
ϵ	Disipación de energía cinética turbulenta	[m ² /s ³]
ϵ_a	Efectividad de cambio de aire	
μ	Viscosidad dinámica	[kg/m s]
μ_t	Viscosidad turbulenta	[kg/m s]
μ_{t0}	Viscosidad turbulenta sin la modificación del remolino en el modelo $k - \epsilon$ RNG	[kg/m s]
μ_{eff}	Viscosidad efectiva del aire	[kg/m s]

Γ_i	Difusividad del escalar	
ρ	Densidad	[kg/m ³]
ρ_W	Densidad del agua	[kg/m ³]
σ_ε	Número de Prandtl turbulento para ε	[Adimensional]
σ_k	Número de Prandtl turbulento para k	[Adimensional]
τ_{ij}	Tensor de esfuerzos de Reynolds	
τ_n	Constante nominal de tiempo	[s]
$\bar{\tau}_p$	Edad local del aire	[s]
Φ_i	Escalar	
ϕ_1	Variable de interés de la malla fina	
ϕ_2	Variable de interés de la malla básica	
ϕ_3	Variable de interés de la malla gruesa	
ω	Tasa específica de disipación viscosa	[m ² /s]
Ω	Número de remolino característico	

Acrónimos

a. C.	Antes de Cristo	
ACH	Cambios de aire por hora	
ACE	Efectividad del cambio de aire	
ASHRAE	Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado	
CENIDET	Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico	
CAGETEV	Caseta giratoria para estudios térmicos en viviendas	
CFD	Dinámica de fluidos computacionales	
DIM	Departamento de ingeniería mecánica	
DNS	Simulación numérica directa	
EE.UU.	Estados Unidos	
GUM	Guía para la expresión de la incertidumbre en la medida	
GCI	Índice de convergencia de malla	[%]
HR	Humedad relativa	
HVAC	Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado	
IAQ	Calidad del Aire Interior	
LES	Simulación de vórtices grandes	
MAA	Edad media del aire	
ONU	Organización de las Naciones Unidas	
PD	Porcentaje de insatisfacción debido a la corriente convectiva de aire	[%]
PMV	Voto medio predicho	
PPD	Porcentaje previsto de insatisfechos	[%]
RANS	Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds	
KER	Modelo $k - \epsilon$ realizable	
RNG	Generador de Números Aleatorios	
KERNG	Modelo $k - \epsilon$ RNG	
SIMPLE	Método semi implícito para ecuaciones ligadas a la presión	
KES	Modelo $k - \epsilon$ Standard	

KWS	Modelo $k - \omega$ m Standard	
SST	Transporte de esfuerzo cortante	
KWSST	Modelo $k - \omega$ SST	
TBH	Temperatura de bulbo húmedo	[°C]
TBS	Temperatura de bulbo seco	[°C]
TV	Torre de viento	
TV-H	Torre de viento-habitación	
UDF	Funciones definidas por el usuario	
UK	Reino Unido	
USEPA	Agencia de protección ambiental de Estados Unidos	

Resumen

Las estrategias pasivas se emplean en los edificios para minimizar su consumo total de energía y las emisiones de CO₂. La torre viento (windcatcher) es un dispositivo de ventilación natural tradicional de países del Medio Oriente, capaz de reducir el consumo de energía de edificaciones y también mejorar las condiciones ambientales interiores. En este trabajo se estudia el comportamiento de la convección mixta en un sistema torre de viento-habitación (TV-H) considerando la convección natural por calentamiento diferencial en el cuarto y la convección forzada por el viento que ingresa a la torre. Además, también se considera la humidificación del aire a la entrada de la torre. Se realizó un análisis paramétrico considerando diferentes valores de velocidades, temperaturas y humedades relativas del aire en la entrada de la torre. También se consideraron diferentes temperaturas de las paredes norte y sur de la habitación. El número Richardson (Ri) estudiado en este trabajo fue en el intervalo de 6.6×10^{-2} y 1.5×10^2 . También se llevó a cabo un estudio experimental con y sin humidificación, para validar los resultados numéricos.

En el estudio de convección mixta sin humidificación, los resultados de la comparación numérico-experimental indican un error de sesgo medio de 0.49 °C para la temperatura y una desviación porcentual del 24.4% para la velocidad del aire. La comparación de la temperatura y velocidad se realizó en 33 y 6 puntos de medición, respectivamente. Los resultados mostraron que la torre de viento logra una sensación de confort neutral dentro de la habitación cuando las temperaturas exteriores están entre 25.0 y 30.0 °C. Con números de Ri menores a 1, la efectividad del intercambio de aire es parcialmente constante, mientras que puede variar en un 31.0% para valores de Ri mayores a 1. Los resultados también indicaron que para números de Ri menores a 1, la transferencia de calor es 71.0% mayor que para valores de Ri superiores a 1.

En el estudio de convección mixta con humidificación, los resultados de la comparación numérico-experimental presentaron un error de sesgo medio de 0.90 °C y 1.72 °C para la temperatura de bulbo seco y húmedo, respectivamente. En cuanto a la velocidad del aire a la entrada de la torre, se obtuvo una desviación porcentual menor al 19.6%. La comparación de la temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo y velocidad se realizó en 33, 7 y 3 puntos de medición, respectivamente. La reproducción numérica del experimento también demostró que, al aplicar humidificación la temperatura promedio de la habitación se reduce de 32.0 a 27.0 °C y la humedad relativa aumenta en promedio de 20.0 a 50.0%. En cuanto al estudio paramétrico de la convección mixta con humidificación en el sistema TV-H mostró que la temperatura y la velocidad fueron los parámetros más influyentes en la transferencia de calor. Por su parte el confort se vio influenciado con aumentos hasta del 22.7% en el PPD al aplicar humidificación. En

cuestión de la ventilación, la humidificación influyó en una disminución de la efectividad de cambio de aire hasta en un 2.4%.

Los hallazgos proporcionados en este trabajo podrían contribuir a una mejor comprensión del desempeño de la convección mixta en habitaciones de edificios con torre eólica sin y con humidificación.

Abstract

Passive strategies are employed in buildings to minimize their total energy consumption and CO₂ emissions. The wind tower (windcatcher) is a traditional natural ventilation device capable of reducing the energy consumption of the building and also improving the indoor environmental conditions. This work studies the behavior of mixed convection in a tower wind-room system (TV-H) considering the natural convection due to differential heating in the room and the convection forced by the wind entering the tower. In addition, the humidification of the air at the entrance of the tower is also considered. A parametric analysis has been carried out considering different values of velocities, temperatures and relative humidity of the air at the entrance of the tower. Different room wall temperatures were also considered. The Ri number studied in this work was in the range of 6.6×10^{-2} and 1.5×10^2 . An experimental study with and without humidification was also carried out to validate the numerical results.

In the mixed convection study without humidification, the results of the numerical-experimental comparison indicate a mean bias error of 0.49 °C for temperature and a percentage deviation of 24.4% for air velocity. The comparison of temperature and speed was carried out at 33 and 6 measurement points, respectively. The results showed that the wind tower achieves a feeling of neutral comfort inside the room when the outside temperatures are between 25.0 and 30.0 °C. With Ri numbers less than 1, the effectiveness of air exchange is partially constant, while it can vary by 31.0% for Ri values greater than 1. The results also indicated that for Ri numbers less than 1, the transfer of heat is 71.0% greater than for Ri values greater than 1.

In the study of mixed convection with humidification, the results of the numerical-experimental comparison presented a mean bias error of 0.90 °C and 1.72 °C for the dry and wet bulb temperatures, respectively. Regarding the air speed at the entrance of the tower, a percentage deviation of less than 19.6% was obtained. The comparison of dry bulb temperature, wet bulb temperature and speed was carried out at 33, 7 and 3 measurement points, respectively. The numerical reproduction of the experiment also showed that, by applying humidification, the average room temperature is reduced from 32.0 to 27.0 °C and the relative humidity is increased on average from 20.0 to 50.0%. Regarding the parametric study of mixed convection with humidification in the TV-H system, it showed that temperature and speed were the most influential parameters in heat transfer. For its part, comfort was influenced with increases of up to 22.7% in PPD when applying humidification. Regarding ventilation, humidification influenced a decrease in the effectiveness of air exchange by up to 2.4%.

The findings provided in this work could contribute to a better understanding of the performance of mixed convection in rooms of buildings with a wind tower.

Capítulo I

Introducción

Se aborda la problemática general a resolver y una descripción general de las torres de viento. Además, se presenta el estado del arte y los objetivos y alcances de la investigación. También se presenta la metodología general establecida para alcanzar los objetivos planteados.

1.1 Problemática

El uso indiscriminado de la energía proveniente de combustibles de origen fósil ha generado un aumento en las emisiones de gases de efecto invernadero en las últimas cuatro décadas. Este tipo de contaminación ha tenido numerosos efectos perjudiciales, como la acidificación de los océanos, la alteración del patrón de las precipitaciones, el clima extremo y el aumento de la temperatura promedio del planeta [1]. Además, a medida que nuestro clima cambia, el calor sigue siendo una amenaza para la salud y el bienestar de los ciudadanos de todo el mundo [2]. Esto es preocupante ya que las emisiones mundiales de CO₂ relacionadas con la energía aumentaron un 87.0% de 1978 a 2018. También, para el 2018 el 85.0% del consumo total de energía primaria mundial estaba cubierto aún por carbón, petróleo y gas [3].

En 2015 la Organización de las Naciones Unidas (ONU) advirtió que el aumento de la temperatura del planeta en este siglo debe estar muy por debajo de 2.0 °C con respecto a los niveles preindustriales, tratando así de limitarlo a 1.5 °C para evitar daños irreversibles al planeta. Actualmente 189 países han firmado el acuerdo de París para conseguir este objetivo [4]. Sin embargo, las proyecciones de escenarios energéticos mundiales recientes, señalaron que las emisiones esperadas de las infraestructuras existentes y propuestas probablemente no concuerden con el objetivo de París a largo plazo [5]. Por esta razón se debe de intensificar la mitigación del cambio climático [3], y para que esto ocurra se debe de mejorar la calidad ambiental por medio de más innovación e investigación [6].

Actualmente, los investigadores en el tema buscan disminuir considerablemente las emisiones de CO₂ reduciendo el consumo de energía en los sectores más importantes. En el 2017 el sector residencial representaba el 21.3% del consumo total mundial de energía, solo por debajo del sector industrial y de transporte [7] y se espera que el consumo global de energía de los edificios tenga un aumento en el rango de 31.0-95.0% entre 2005 y 2050 [8]. Para evitar un aumento de la temperatura global a finales de este siglo, la humanidad necesita adoptar programas ambiciosos de eficiencia energética en todos los sectores, pero particularmente en el de edificaciones [9]. Como tal, una transición rápida y profunda hacia edificios eficientes y sostenibles juega un papel clave en el logro de los objetivos climáticos para este siglo.

Dentro del sector de las edificaciones los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) representan el 70.0% del consumo total de electricidad [10], especialmente en los climas cálidos y húmedos. Esto se debe a que la mayoría de las personas hoy en día pasan casi el 90.0% de su tiempo en interiores, ya sean hogares, lugares de trabajo o escuelas [11], donde en general se busca una zona de confort térmico. En México, entre el 2017 y 2019 el sector residencial, comercial y público mostraron un aumento en el consumo energético entre 1.2 y 1.4% por año [12, 13]. Además, durante los últimos 70 años, la población en México ha crecido poco más de

cuatro veces [14]. Se puede asumir entonces que el aumento energético en el sector residencial seguirá aumentando en nuestro país. La implementación de técnicas pasivas de ventilación es una opción para sustituir los sistemas HVAC y de esta manera reducir el consumo de energía de las edificaciones.

En la década de los 90, el estímulo para la ventilación natural cambió de términos de confort a las preocupaciones sobre la contaminación ambiental y más recientemente al cambio climático [15]. Sin embargo, hoy en día la investigación para mejorar la ventilación natural en edificios se ha combinado en términos de ahorro energético y de confort térmico. Además, otro desafío importante es mantener una buena calidad del aire interior (IAQ) con bajas concentraciones de contaminantes dentro de las edificaciones. De lo contrario esto puede provocar problemas de salud graves para los ocupantes [16], como el síndrome del edificio enfermo [17]. La Agencia de Protección Ambiental de EE. UU. (USEPA) recomienda mejorar la ventilación para conseguir una buena IAQ [18], y una manera de conseguirlo es la implementación de ventilación natural.

Las torres de viento son técnicas pasivas de ventilación natural que han demostrado ser eficientes para reducir el consumo de electricidad, proporcionar confort térmico, mejorar la calidad del aire dentro de la edificación y eliminar el síndrome de edificio enfermo.

1.2 Las torres de viento

Las civilizaciones antiguas del medio oriente, como respuesta a las temperaturas extremas de la región, presentaron técnicas ingeniosas en la construcción de sus viviendas, como lo fue la casa parcialmente enterrada o la casa con muros modificados para aislamiento térmico. Pero fueron los egipcios, asirios y persas los primeros en aprovechar el viento como un mecanismo para dar confort dentro de sus viviendas.

Los asirios y egipcios contaban con un dispositivo llamado “Malqaf” (ver Fig. 1.1) capaz de captar el viento y dirigirlo al interior de una vivienda, brindando así una sensación de bienestar y confort térmico [19]. Evidencia de este dispositivo se encuentra representado en pinturas murales egipcias de las tumbas de Tebas, que datan de la dinastía XIX del año 1300 a.C. [20].

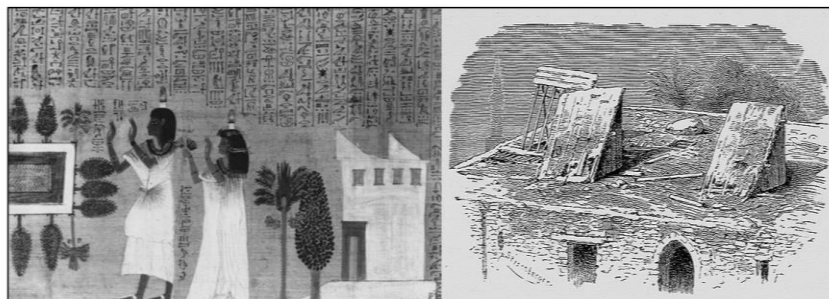


Fig. 1.1 Izquierda: Mural egipcio del museo de British. Derecha: Malqaf tradicional de Egipto [20]

En el milenio IV AC los persas poseían un dispositivo de uso similar llamado “badghir” (ver Fig. 1.2) el cual captaba el viento y lo redirigía al interior de la vivienda y que además algunas veces utilizaba dispositivos como el “qanat” el cual contenía agua dentro de un canal subterráneo y este se encargaba de suministrar la humedad necesaria [21]. El jardín Dawlat-Abad en Yazd, Irán fue construido en 1970 con el estilo original arquitectónico iraní y muestra el tradicional badghir. Debido a que Irán no solo posee climas cálidos secos sino también cálidos húmedos, el badghir puede presentar variaciones en tamaño. Las torres suelen ser altas (hasta 33.5 m) cuando el clima es seco y se necesita humidificar el aire, y pequeñas (de 4.0 a 6.5 m) en climas húmedos donde solo se capta el viento y se redirige a la edificación.

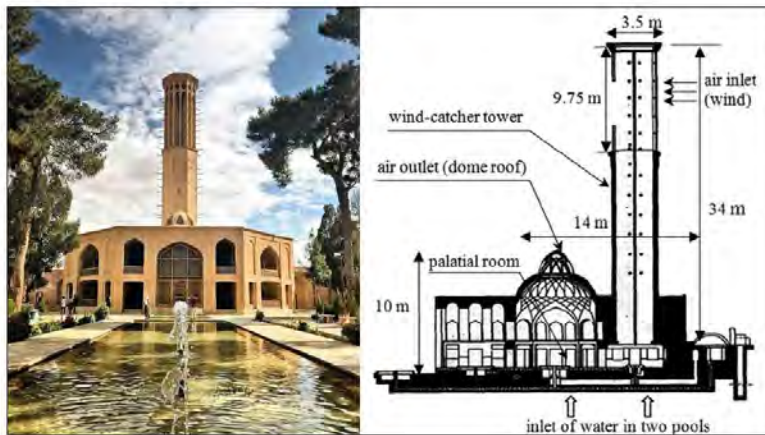


Fig. 1.2 Torre de viento “badghir” en el Jardín Dowlat-Abad en Yazd, Irán [21]

En Europa durante el periodo del renacimiento en el siglo XVI se desarrollaron sistemas de ventilación natural para diferentes villas en Costozza Vicenza Italia (ver Fig. 1.3) que enfriaban de manera pasiva durante el verano las viviendas por medio del suministro subterráneo de aire [20]. Estudios modernos han demostrado que dichos sistemas eran capaces de mantener la temperatura de las viviendas en las villas por debajo de 20.0 °C incluso en días calurosos de verano [22].

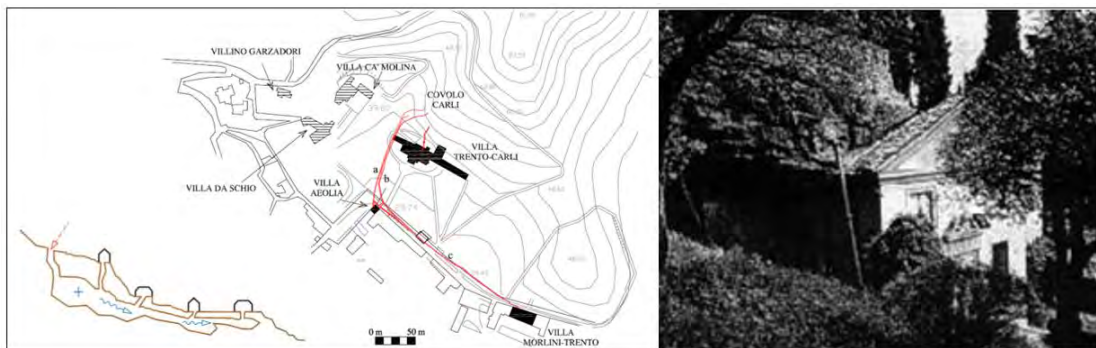


Fig. 1.3 Izquierda: Sistema de ventilación en Villas de Costozza, Italia [22], derecha: Edificación del siglo XVI en Villas de Costozza, Italia [22]

En la actualidad estos sistemas antiguos de ventilación han sido incorporados por si solos o en conjunto a las nuevas edificaciones. Hoy en día se conocen como torres de viento o captadores de viento y no solo combinan estas tres tecnologías del pasado, sino que se han combinado con medios humidificadores y sistemas intercambiadores de calor [23, 24], incluso se han propuesto viviendas híbridas que combinan torres de viento con sistemas solares y de ventilación mecánica [19].

Los elementos principales de una torre de viento son las ventanas de captación y los canales de entrada y salida. Las ventanas pueden ser una o varias aberturas en la parte superior dependiendo si la dirección del viento predominante es constante o variable. Los canales de entrada y salida son formados por la pared intermedia de la torre de viento, el número de estos dependerá de la cantidad de ventanas de captación. Los elementos mencionados anteriormente se muestran en la Fig 1.4.

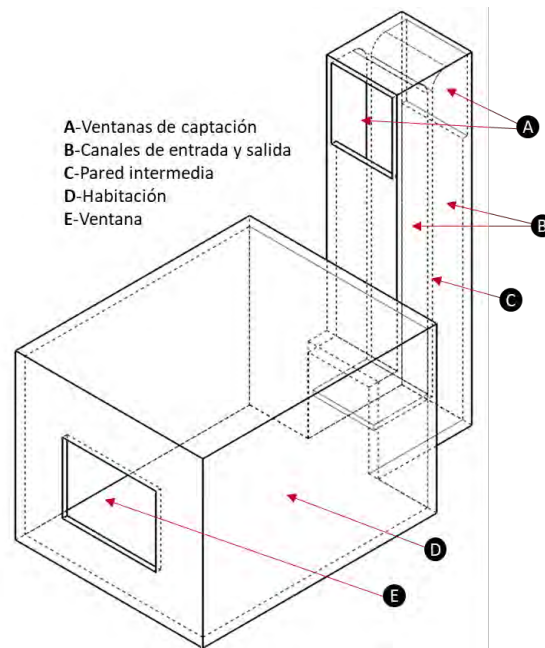


Fig. 1.4 Elementos principales de un sistema torre de viento-habitación

La operación de una torre de viento depende de las condiciones climatológicas, principalmente de las características del viento (intensidad, dirección y frecuencia), de la temperatura de sus paredes y de las condiciones climáticas de sus alrededores.

Cuando no hay viento durante la noche y el día, ver Fig. 1.5a, la torre puede operar semejante a una chimenea, extrayendo el aire del interior de la edificación a través de la torre (tiro térmico ascendente). Esto ocurre cuando las paredes de la torre se han calentado durante el día y entran en contacto con el aire frío exterior que entra a través de puertas y ventanas, así el aire dentro de la torre se va calentado y por cambio de densidad la presión en lo alto de la torre es menor, lo que provoca un flujo ascendente por efecto de la convección natural. Cuando hay viento, ver Fig. 1.5b, la circulación del

aire es descendente desde la parte alta de la torre al interior de la edificación. La velocidad del aire en el interior se incrementa provocando la convección forzada, aumentando la sensación de confort térmico también.

La operación de la torre no es constante a través del tiempo por esto su capacidad para remover aire y enfriar dependerá de los cambios de temperatura del aire, radiación solar, humedad del ambiente, y principalmente de la dirección y velocidad del viento. Así mismo se puede presentar simultáneamente al interior de la torre un flujo de convección forzada descendente (corriente principal), y un flujo ascendente de convección natural en la región cercana a las paredes calientes; en condiciones de presencia de viento y calentamiento solar de las paredes de la torre.

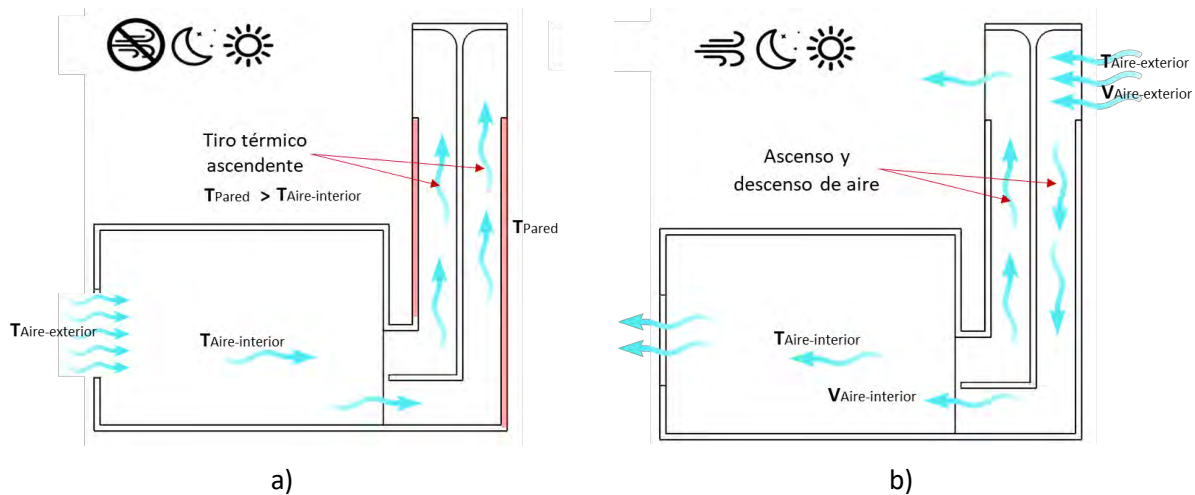


Fig. 1.5 Operación de una torre de viento cuando no hay viento a) y cuando sí lo hay b)

Las torres de viento se pueden clasificar en tres grupos: Torres de viento vernáculas, torres de viento modernas o comerciales y torres de viento super modernas [25]. Estos tres tipos funcionan bajo el mismo concepto base, sin embargo, el diseño de las torres de viento tuvo que evolucionar junto con el avance tecnológico, aumento del precio de la energía, y el cambio de expectativas de la gente.

El término vernáculo hace referencia a que son propias del país o región, por lo tanto, las torres de viento vernáculas son aquellas cuyos diseños y funcionamiento son típicos del medio oriente, donde fueron el principal sistema de refrigeración en los últimos tres mil años. Además, estas torres de viento suelen clasificarse según el número de aberturas y lados que tienen. La Fig. 1.6 muestra diferentes ejemplos de torre de viento vernáculas. Las torres de viento modernas o comerciales surgieron como invención de un nuevo diseño a partir de las torres de viento vernáculas. La Fig. 1.7a muestra un ejemplo de torre de viento moderna. Con la ayuda de la tecnología y por medio de mecanismos y sistemas de control modernos estas torres de viento permiten que la temperatura, humedad, velocidad del aire, nivel de ruido y CO_2 se puedan ajustar según las necesidades del usuario. Las torres de viento super modernas son aquellas que apuntan a ser el futuro de

la combinación arquitectónica y tecnológica, actualmente nuevos diseños de estas se encuentran en desarrollo y se espera sean implementadas en los próximos años. Un ejemplo de estas torres es la captadora de viento de 125 pisos, ver Fig. 1.7b, cuya forma aerodinámica puede absorber la energía eólica y utilizarla para producir electricidad [26] y que copia la tecnología giratoria de algunas torres de viento modernas.

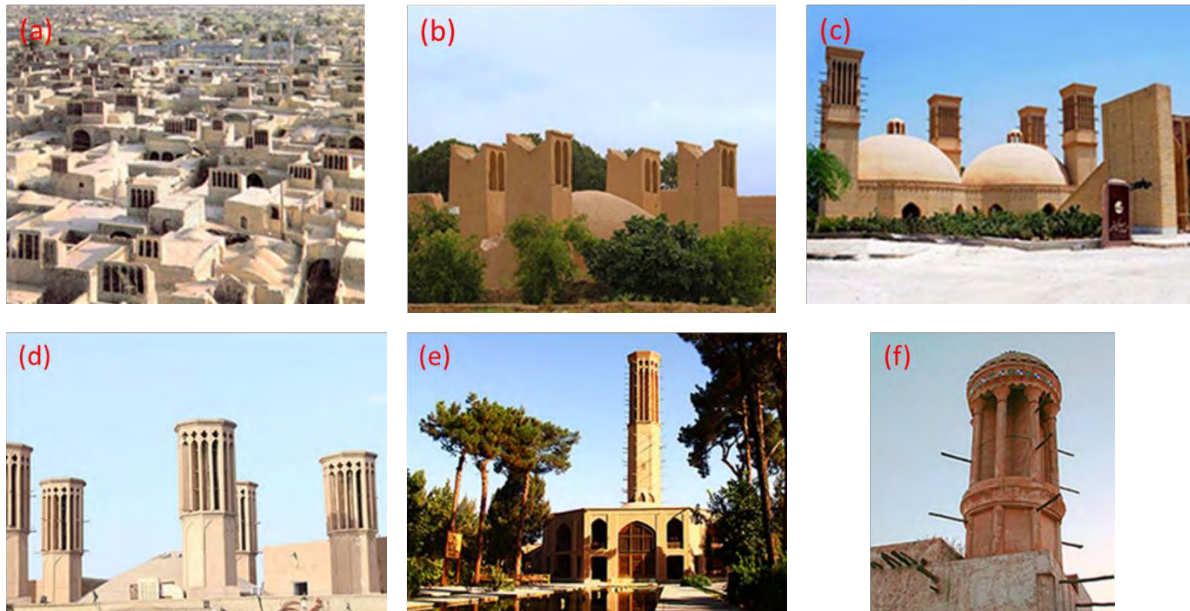


Fig. 1.6 Diferentes ejemplos de torres de viento vernáculas (Adatado de Jomehzadeh *et. al.* [27]): a) torres de viento unidireccionales en Meybod, Irán; b) torres de viento bidireccionales de la cisterna de agua en el jardín Dowlat-Abady en Yazd, Irán; c) torres de viento de cuatro lados de la cisterna de agua en Kish Island, Irán; d) torres de viento de seis lados en Yazd, Irán; e) torre de viento de ocho lados en el jardín Dowlat-Abad en Yazd, Irán; f) torre de viento cilíndrica en Dubái



Fig. 1.7 a) Torre de viento moderna, b) torre de viento super moderna

Como se mencionó anteriormente las torres de viento son consideradas como un sistema para ahorrar energía y proporcionar confort térmico dentro de una edificación; han evolucionado desde los últimos tres mil años hasta la actualidad y apuntan a contribuir al diseño del futuro en el sector de edificaciones.

1.3 Antecedentes de la investigación

El número de publicaciones relacionadas con torres de viento ha crecido exponencialmente en las últimas cuatro décadas, ver Fig. 1.8. Dichas investigaciones se han enfocado principalmente en la implementación y optimización, donde se ha reportado un aumento en el desempeño de la torre viento al incorporar mejoras aerodinámicas al diseño tradicional. De esta manera la calidad del aire y confort térmico dentro de las edificaciones mejora sustancialmente. Además, cuando las condiciones climáticas no son aptas, por ejemplo, en climas cálidos extremos, se recomienda la incorporación de enfriamiento evaporativo para enfriar el aire en la entrada y mejorar así el confort térmico [19, 20, 25, 28, 29, 27]. Lo mencionado anteriormente se presenta y discute a profundidad a continuación.

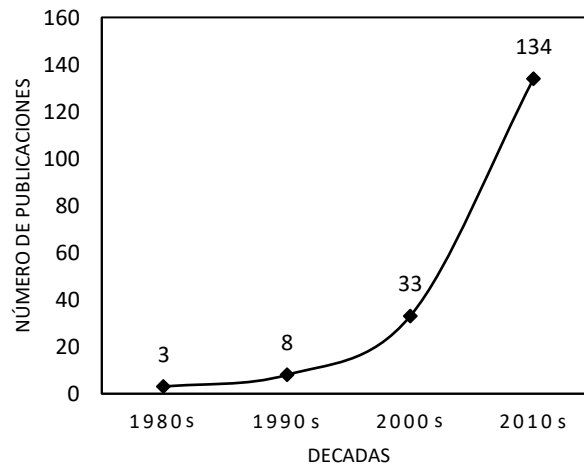


Fig. 1.8 Número de investigaciones relacionadas con torres de viento en las últimas cuatro décadas (adaptado de Sangdeh *et al.* [29])

1.3.1 Optimización aerodinámica de las torres de viento

Bahadori fue de los primeros en proponer cambios al diseño tradicional de las torres de viento. En 1985 propuso mejorar el desempeño del captador de viento al introducir una cortina (una especie de tela) como amortiguador aerodinámico en la parte superior de la torre de viento [30], ver Fig. 1.9a. Cuando el coeficiente de presión del viento en la entrada o salida de la torre es positivo, el amortiguador en esa abertura está abierto, de lo contrario permanece cerrado. Este amortiguador permitiría evitar que insectos o aves entren a la edificación, además evitaría que se escape aire por las aberturas opuestas a la entrada.

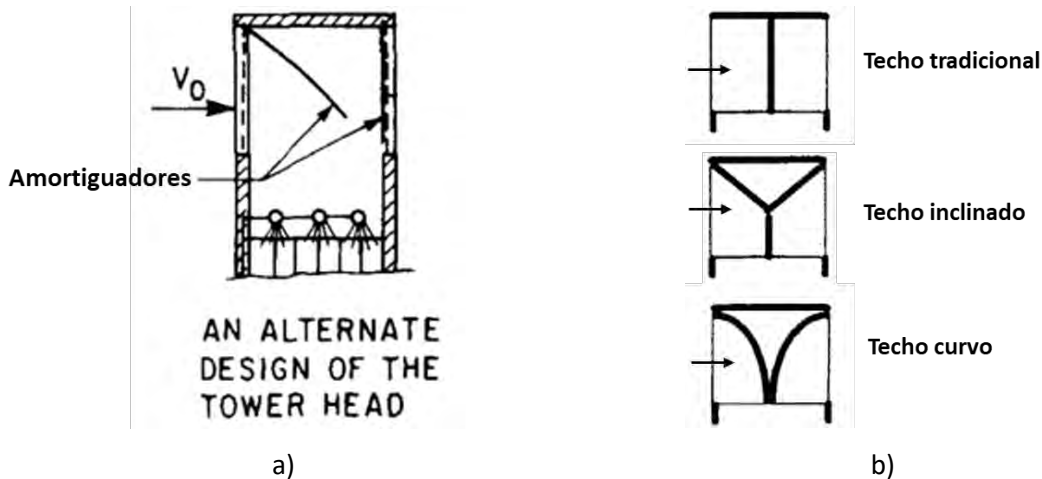


Fig. 1.9 a) Propuesta de amortiguadores aerodinámicos en la torre viento tradicional [30], b) diferentes tipos de techos de torres propuestos para mejorar la captación [31]

Para reducir las pérdidas aerodinámicas en el interior de la torre de viento, algunos estudios han investigado diferentes tipos de techos con respecto al techo tradicional de la torre de viento [31-34], ver Fig. 1.9b. Uno de los primeros estudios relacionados con el tipo de techo y su eficiencia de captación fue realizado por Pearlmutter *et al.* [31]. Ellos probaron diferentes tipos de techo y encontraron un aumento en la eficiencia de captación de más del 25.0% en el techo inclinado y de casi el 35.0% en el techo curvo. Esfeh *et al.* [32] realizaron un estudio experimental con el fin de conocer el comportamiento general de cada tipo de techo. Descubrieron que la velocidad del flujo dentro del captador de viento aumenta aproximadamente un 7.0% y un 15.0% para techos inclinados y curvos, respectivamente. Reyes *et al.* [33] informaron un aumento en la velocidad de la corriente principal de aire dentro de la habitación de más del 25.0% usando un techo curvo. Dehghan *et al.* [34] encontraron que en ángulos de incidencia de aire iguales a 0° , el techo curvo capta más flujo de aire y para valores altos de ángulo de incidencia, el techo plano es más eficiente. Otro estudio relacionado con el techo de la torre fue realizado por Haw *et al.* [35], ellos evaluaron el rendimiento de una torre de viento con techo en forma de Venturi. Los resultados mostraron que a una velocidad del aire exterior de 0.1 m/s, el captador de viento es capaz de producir 57 cambios de aire por hora (ACH) y la velocidad del aire interior de la edificación estuvo entre 0.05 y 0.45 m/s. Cabe señalar que, en las torres de viento laterales a la habitación, también se han propuesto superficies curvas [33, 36] o chaflanes y deflectores [37] en la parte inferior de la misma. De esta manera, el flujo de aire se redirige a la parte superior de la habitación, proporcionando así una mayor sensación de comodidad térmica a los ocupantes.

Investigaciones recientes estudian la incorporación de extensiones de entrada y salida para aislar las zonas de baja presión de la de alta presión en el techo de la torre, aumentando así la cantidad de aire que ingresa [38, 39, 40], ver Fig. 1.10. Además, estas extensiones evitan la penetración directa del sol y la lluvia [38]. Nejat *et al.* [38] estudiaron

el efecto de una extensión de entrada en una torre. Descubrieron que la velocidad máxima del aire dentro del canal de entrada se produjo con extensiones de longitud normalizada en el rango de 0.7 a 1.0. Varela-Boydo y Moya [41] llevaron a cabo 174 simulaciones de torres considerando 28 diseños diferentes de extensiones de entrada. Los autores encontraron que solo las extensiones largas mejoraron sustancialmente el rendimiento de la torre, con un aumento promedio en el flujo de aire del 4.7%. Varela-Boydo *et al.* [39] estudiaron una torre de viento con diferentes embudos en la entrada y salida de la torre. Los resultados mostraron un aumento en el flujo de aire de 7.5% y 2.7% al incorporar embudos de entrada y salida, respectivamente; cuando se usaron juntos el aumento en el flujo fue del 10.7%.

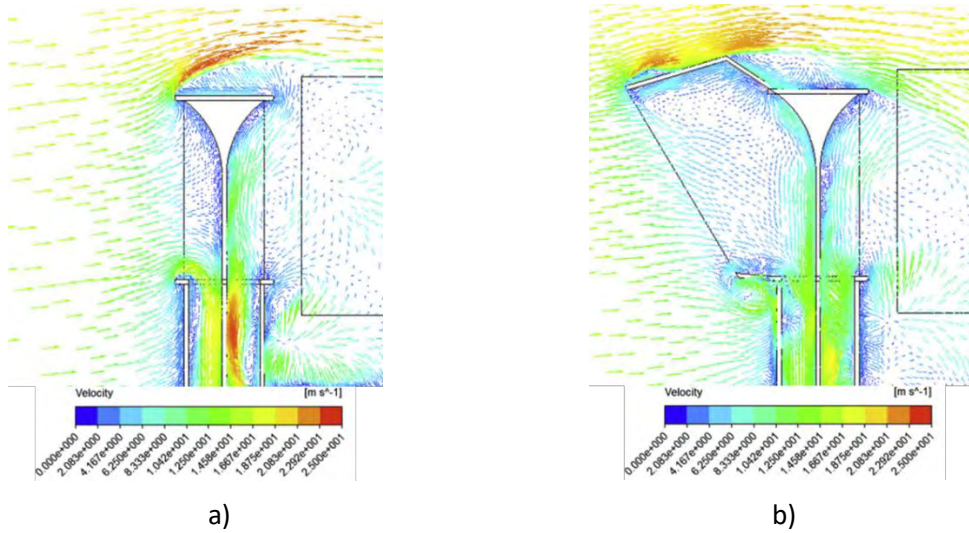


Fig. 1.10 a) Mapa de vectores para una torre de viento tradicional a) y una con extensiones de entrada b) [41]

Varios trabajos han investigado la relación de aspecto más adecuada de la torre de viento y el tamaño de sus ventanas de entrada y salida [36,40,42,43]. Nouanégué *et al.* [42] estudiaron un sistema de torre de viento solar y descubrieron que el rendimiento de la ventilación natural aumenta proporcionalmente con la relación de aspecto de la torre, particularmente con números de Rayleigh altos. Hosseini *et al.* [36] estudiaron diferentes tamaños de torres de viento centrándose en el ancho y la altura. Encontraron que reducir el ancho de la torre de 2.5 m a 2.0 m y de 2.0 m a 1.5 m aumenta la velocidad del aire en un 34.0 % y un 50.0%, respectivamente. Además, si la altura de la torre aumentaba la ventilación mejoraba proporcionalmente. Sheikhshahrokhdehordi *et al.* [43] estudiaron el tamaño de la torre de viento y el efecto de diferentes combinaciones de componentes sobre ella. Se determinó que la mejor configuración es la que tiene forma curva con aletas en la entrada, el divisor más largo que llega a la parte superior de la boquilla y una boquilla de tipo convergente-divergente. Los autores encontraron un aumento del 13.0% en el flujo másico y 45.0% en la velocidad máxima para esta configuración. Varela-Boydo *et al.* [40] estudiaron el tamaño, la forma y la posición de la ventana de salida de una torre eólica. Los resultados mostraron que el uso de salidas verticales aumentó el flujo másico

hasta en un 3.6%, ya que esta configuración aprovecha la zona de baja presión en el techo de la torre de viento.

Un problema común en las torres de viento es el corto circuito de aire, este ocurre cuando el aire que ingresa por el canal de suministro sale inmediatamente por el canal de escape. Una solución a esta problemática es modificar la pared intermedia de la torre para así mejorar la ventilación y el confort térmico dentro de la edificación. Nejat *et al.* [44] agregaron un dispositivo con pendientes pronunciadas que alargaba la pared intermedia de la torre. Los resultados mostraron que el dispositivo con ángulos entre 20° y 80° evitó los cortocircuitos de aire mientras suministraba hasta 40.0-51.0 l/s por ocupante. Además, el dispositivo redujo la concentración de CO₂ dentro de la habitación en un 8.0%. Por otro lado, un chaflán al final de la pared intermedia también ha demostrado que puede redirigir y distribuir el aire de buena manera. Morales [45] realizó un estudio de un sistema torre -casa bajo condiciones de clima cálido, en los resultados se reporta el diseño óptimo para proporcionar confort térmico es una torre de 6.0 m de altura con pared intermedia a nivel del techo y ángulo chaflán de 39° sobre la pared intermedia. Para un sistema torre -habitación, Carreto-Hernández *et al.* [46] encontraron que usar un chaflán con un ángulo de 55° aumenta en promedio la efectividad del intercambio de aire un 14.0% y minimiza el porcentaje de insatisfacción debido a la corriente convectiva de aire (PD) en un 6.2%.

1.3.2 Calidad de aire y confort térmico en edificaciones con torre de viento

El desempeño de las torres de viento está bien reportado en Medio Oriente, Calautit *et al.* [47] rediseñaron con torres de viento una casa tradicional para adaptarla al clima cálido de Medio Oriente. Los resultados numéricos mostraron que al utilizar torre de viento se mejorara la distribución del flujo de aire interior, reduciendo la temperatura del aire en un 13.0% y aumentando la velocidad del aire en el interior un 63.0%. De esta manera se propicia confort térmico y se mejora la ventilación. Abdallah *et al.* [48] estudiaron la incorporación de una torre de viento y una chimenea solar a una habitación de la ciudad de New Assiut, Egipto. Las simulaciones las realizaron con el software TRNSYS 16. Los resultados establecieron que de acuerdo con el estándar de confort adaptativo y el estándar ASHRAE, el sistema estudiado es capaz de alcanzar un rango de confort térmico aceptable (80.0%) y una concentración de CO₂ menor a 1000 ppm. También se encontró que se logra un diseño compacto con dimensiones de 1.0 m por 1.0 m para el atrapa vientos y 0.75 m por 0.4 m para la chimenea solar con una tasa de ventilación efectiva de 414 m³/h durante los días más calurosos del verano. Para condiciones de Yazd, Irán, Hosseini *et al.* [36] mostraron que al optimizar la torre de viento en un sistema torre-habitación se puede mejorar el confort térmico, propiciando niveles de confort adecuado, medio y bajo en un 40.0%, 53.0% y 7.0% de la habitación respectivamente. Ameer *et al.* [49] evaluaron el rendimiento de diferentes tipos de techos para una habitación, la cual

tenía una torre de viento comercial. Los techos fueron plano, inclinado, estrecho, curvo y curvo inclinado. El estudio se realizó con velocidades de viento de acuerdo con las condiciones ambientales de los Emiratos Árabes Unidos, considerando direcciones de viento de 0° 45° y 90°. Los autores concluyeron que el mejor tipo de techo fue el estrecho, y este produjo una efectividad de cambio de aire de 0.96 y caudales superiores a 10.0 l/s por persona cuando la dirección del viento prevalecía a 0° y 45°.

Aunque el desempeño de las torres de viento ha demostrado ser bueno en Medio Oriente, también se han implementado y evaluado en otros países del mundo. Yuehong Su y Khan [50] realizaron la simulación energética de un edificio con captador de viento en Beijing, China. Los resultados indicaron que utilizar el captador de vientos disminuye la temperatura del aire interior alrededor de 2.0 °C. Además, logra dar confort térmico durante la totalidad de las horas en el mes de octubre. En Reino unido (UK), Kirk y Kolokotroni [51] evaluaron experimentalmente la tasa de intercambio de aire con la técnica del gas trazador para dos edificios de oficinas con captadores de viento. El primer edificio fue de dos plantas y el segundo de una planta. En el edificio uno, encontraron que el captador de viento contribuye a la ventilación con tasas de cambio de aire por hora de 0.5-0.8 y 0.9-1.0 para la planta baja y alta respectivamente, siendo 30.0% menores en la planta baja. Para el edificio de una planta las tasas de cambio de aire por hora fueron entre 0.8 y 1.6. Para un clima cálido seco en México, Reyes *et al.* [33] demostraron que un sistema torre-habitación puede proveer confort térmico adecuado en casi el 50.0% del interior de la habitación. Posteriormente para el mismo clima, Reyes [52] evaluó un sistema torre-casa, considerando una vivienda de dos pisos con una torre de 4.0 m de altura. Primeramente, consideró la casa vacía, e incorporó paulatinamente escaleras, conexiones entre cuartos, mobiliario y habitantes. El autor concluyó que la integración de la torre de viento a la casa incrementó sustancialmente la intensidad y distribución del flujo de aire al interior, mejorando considerablemente el confort térmico.

Las torres de viento también han mostrado un buen desempeño en escuelas de UK y México: Hughes y Ghani [53] realizaron un estudio CFD de las tasas de ventilación de un captador de viento dentro de un salón de clases de UK y lo compararon con los estándares británicos. Los resultados numéricos indicaron que a una velocidad externa de 4.5 m/s, el captador de viento proporciona una tasa de suministro de aire de 15.1 l/s/m², esto es 19 veces el mínimo recomendado de 0.8 l/s/m². En cuanto a confort térmico; Elmualim y Awbi [54] realizaron una encuesta subjetiva para evaluar el confort térmico en un aula con captador de viento en una universidad de UK. Los resultados mostraron que 41.7% de los ocupantes sintieron una sensación térmica neutra, 16.7% una sensación ligeramente calidad, y el resto una sensación cálida. Flores [55] realizó un estudio para la incorporación de torres de viento a un edificio escolar de Cuernavaca, México. El autor encontró que con una sola torre se alcanzaba la tasa de remoción de aire por hora adecuada, pero no se

obtenía una buena distribución de aire. La distribución de aire óptima se obtuvo al incorporar una segunda torre de viento.

Como se mencionó anteriormente, las torres de viento son capaces de suministrar las tasas de ventilación necesarias. Otro trabajo que lo demuestra es el de Elmualim y Awbi [56], ellos realizaron un estudio numérico-experimental del desempeño de dos captadores de viento comerciales los cuales tenían sección transversal cuadrada y circular. Encontraron que la eficiencia de ventilación del captador cuadrado es ligeramente mayor que el circular, y este alcanza una tasa de ventilación de 5 ACH con velocidades de viento exteriores de 3.0 m/s. Sin embargo, alcanzar las tasas de ventilación necesarias no es sinónimo de buena calidad de aire y confort térmico. Un estudio más completo de la ventilación y calidad del aire en un sistema torre-habitación fue realizado por Calautit y Hughes [57]. Ellos evaluaron numérica y experimentalmente la calidad del aire interior (IAQ) dentro de una habitación con captador de viento comercial. Evaluaron las tasas de ventilación, la edad media del aire (MAA) y la efectividad del cambio de aire (ACE). Los resultados mostraron que, la torre de viento supero la tasa de ventilación requerida de 10.0 litros por persona. La MAA más baja se observó debajo de la corriente de suministro de la torre. Los valores de MAA a una altura de 1.0 m fueron 200 s y 100 s cerca de las paredes y en el centro de la habitación respectivamente. También encontraron valores de ACE muy cercanos a 1 en las zonas ocupadas por personas. Por otro lado, Maneshi *et al.* [58] evaluaron por CFD el confort térmico en una edificación con captador de viento de cuatro lados, considerando diferentes valores de temperatura y velocidad de aire exterior. Los valores de porcentaje de insatisfechos (PD) se calcularon a diferentes alturas de la habitación. Los resultados generales indicaron que los valores de PD aumentan a nivel del techo y del suelo, mientras que los valores correspondientes a los niveles de actividad de los ocupantes (0.6, 1.2 y 1.8 m) son mucho más bajos.

Con la finalidad de mejorar la ventilación en sistemas torre-habitación, algunos estudios se han enfocado en evaluar configuraciones de posición de torre y ventana de salida en la habitación. Montazeri y Montazeri [59] realizaron un estudio numérico-experimental sobre el rendimiento de 12 modelos diferentes de una edificación con torre de viento. Los autores evaluaron la tasa de flujo de aire inducido, la edad del aire y la eficiencia de cambio de aire. Los autores encontraron que el aumento del área de superficie de las ventanas de salida mejora la tasa de flujo de aire y la eficiencia del cambio de aire. El uso de torres de dos lados conduce a valores bajos de eficiencia de cambio de aire, mientras que una combinación de captadores de viento de un solo lado y ventana en el edificio es mejor. Carreto-Hernandez *et al.* [46] evaluaron 54 configuraciones de posición de torre y ventana de salida en la habitación. Los autores encontraron que las configuraciones más eficientes fueron cuando la torre y la ventana de salida se encontraron en extremos opuestos de la habitación, con eficiencias de cambio de aire máximas de 0.58.

1.3.3 Enfriamiento evaporativo en las torres de viento

En algunas regiones con climas cálidos y secos, es posible que la incorporación de torres de viento a viviendas no sea suficiente para brindar confort térmico a pesar de tener un diseño aerodinámico óptimo. Cuando esto ocurre, es necesario utilizar dispositivos para enfriar el aire dentro de la torre como humidificadores o intercambiadores y tubos de calor. La integración de tubos de calor dentro de la torre eólica permite una disminución de la temperatura del aire de 10.0 a 15.0 °C. Sin embargo, la capacidad de ventilación disminuye un 26.0% debido a las pérdidas aerodinámicas que producen los tubos de calor [24]. Esto último ocurre en menor medida en sistemas de humidificación. Además, los sistemas de humidificación como columnas y superficies mojadas, sprays (por pulverización) y regaderas han mostrado un buen desempeño. La Fig. 1.11a-d muestra algunos de ellos implementados en torres de viento.

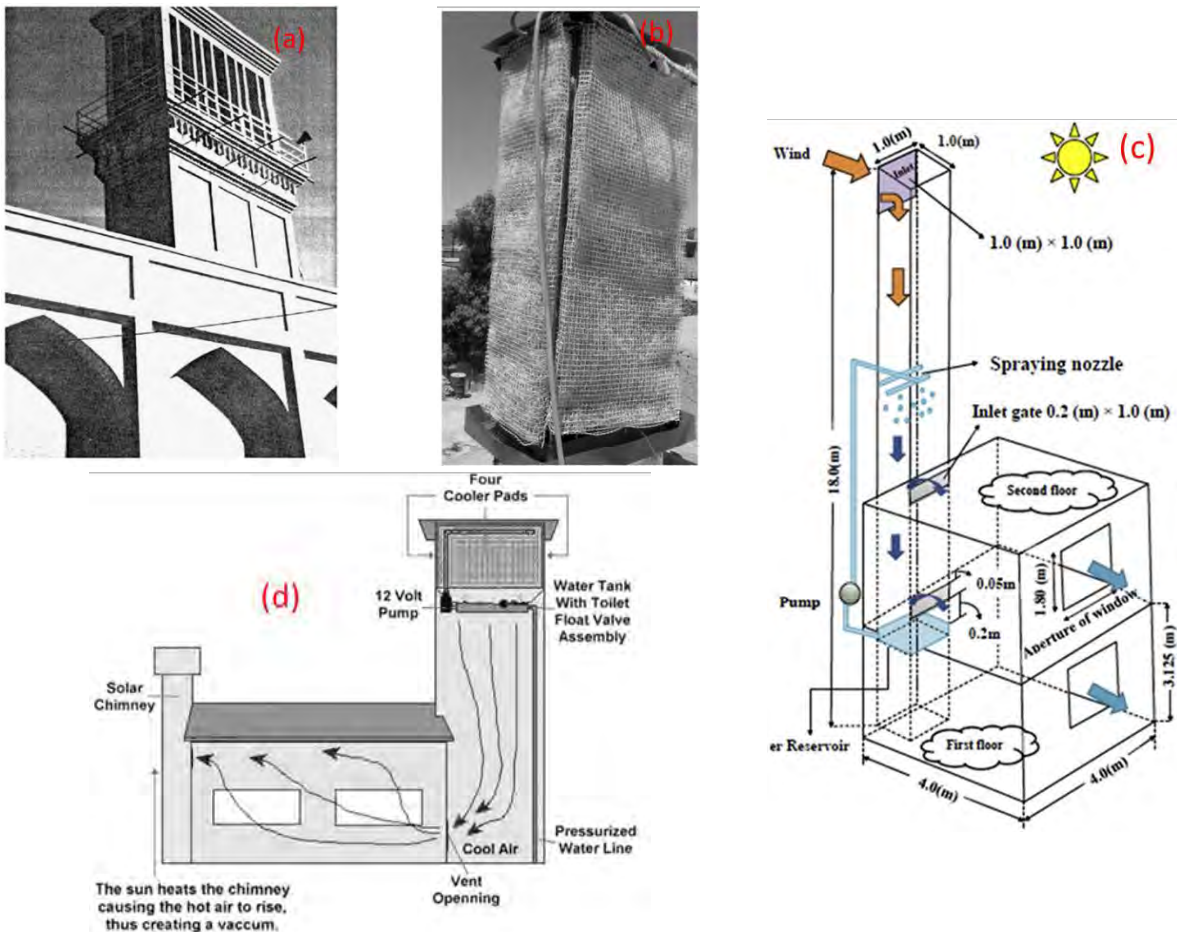


Fig. 1.11 a) Torre de viento con columnas y superficies mojadas ubicada en la universidad de Yazd, Irán [60]; b) una vista de la parte superior de una torre de viento con superficies mojadas en Kerman, Irán [61]; c) torre de viento con regadera como sistema de enfriamiento evaporativo [62]; d) torre de viento con sistema de enfriamiento evaporativo por aspersores [63]

Fue Bahadori [30] en 1985 el primero en proponer sistemas de humidificación para enfriar el aire que entra a la torre de viento y así aumentar su eficiencia. En el 2008 Bahadori et

al. [60] realizaron un estudio experimental y analítico de una torre viento en Yazd, Irán. Consideraron dos diseños diferentes para humidificar el aire, el primero consistía en paredes mojadas en el interior de la torre y el segundo en superficies mojadas en la entrada de la misma. Los autores encontraron que la temperatura en la salida de la torre se reducía 15.0 °C y 12.7 °C para el primer y segundo diseño respectivamente. Bouchahm *et al.* [64] evaluaron el desempeño de un captador de viento de un lado. El captador de viento tenía conductos de arcilla y una piscina de agua en la parte inferior para la transferencia de calor y masa. Sus resultados mostraron que el captador podría enfriar la temperatura del aire de la habitación hasta 17.6 °C. Khani *et al.* [61] estudiaron experimentalmente el rendimiento de una torre de viento con superficies mojadas en la entrada, bajo condiciones climáticas de Kerman, Irán. Los autores encontraron que el sistema en promedio puede disminuir la temperatura 10.0 °C y aumentar la humedad relativa un 36.0%. Saffari y Hosseinnia [65] evaluaron por CFD una torre de viento con cortinas mojadas sobre su columna. Los resultados CFD presentaron buen acuerdo con los resultados analíticos de Bahadori *et al.* [60]. Los resultados mostraron que una columna mojada de 10.0 m es capaz de disminuir la temperatura del aire 12.0 °C y aumentar la humedad relativa un 22.0%. Poshtiri y Mohabbati [62] estudiaron una edificación de dos pisos equipada con una torre de viento la cual tenía un sistema de enfriamiento por regadera. Los resultados mostraron que el sistema de enfriamiento puede reducir la temperatura del aire a la salida hasta 8.0-17.0 °C, dependiendo de la humedad del ambiente y de la altura entre las boquillas y el depósito de agua [62].

Son pocos los trabajos que han estudiado captadores de viento con humidificación tipo spray de manera experimental; Pearlmutter *et al.* [31] estudiaron experimentalmente a escala completa la capacidad de enfriamiento evaporativo de un spray dentro de una torre de tiro descendente. Los resultados indicaron una reducción sustancial de la temperatura del orden de 10.0 °C y una potencia de refrigeración máxima de poco más de 100 kW en condiciones diurnas de verano. Recientemente Morales *et al.* [66] realizaron un estudio experimental en túnel de viento, de la evaluación térmica de la humidificación del aire tipo spray en una torre de viento en combinación con el calentamiento de una pared de la habitación de estudio, bajo el efecto de invierno y verano. Los autores encontraron que el aire húmedo proporciona un 16.0% más de confort térmico en verano.

Debido a que la modelación de humidificadores tipo spray suele ser compleja, los primeros trabajos en el tema solamente evaluaban la humidificación en la torre de viento; Kalantar [63] re realizó un estudio numérico de una torre de viento con humidificador tipo spray, el autor encontró que bajo condiciones de verano este sistema puede reducir la temperatura del aire hasta 15.0 °C. Kang y Strand [67, 68] realizaron un estudio paramétrico de la humidificación en una torre de tiro descendente, los autores encontraron que la humidificación es eficiente para valores de humedad relativa del ambiente menores a 20.0%, mientras que para valores de humedad relativa mayores a 40.0% el efecto del

enfriamiento evaporativo se ve retardado. Por otro lado, para obtener la mayor reducción de temperatura del aire el tamaño de las gotas debería estar entre 30 y 100 μm [68]. También encontraron que un rango razonable de velocidad del aire en la entrada para un enfriamiento evaporativo adecuado está entre 0.75 m/s y 1.5 m/s. Además, la altura de la torre debe de ser de 2 a 3 veces el tamaño de la sección transversal de la misma [68]. Ahmadikia *et al.* [69] simuló una torre de viento vernácula unida a dos estanques de agua. Encontró que el sistema de enfriamiento por evaporación fue más efectivo a velocidades de viento más bajas. Además, agregar agua pulverizada aumentó la humedad relativa en un 5.0 % y redujo la temperatura del aire entrante 4.0 °C.

A medida que la tecnología computacional avanza cada vez es más fácil y rápido modelar humidificación en geometrías complejas. Estudios actuales han modelado humidificación tipo spray en sistemas torre-habitación y torre-casa; Carreto-Hernandez *et al.* [46] estudiaron numéricamente un sistema torre-habitación con humidificación tipo spray bajo condiciones de clima cálido. Los autores encontraron que un flujo másico de 0.0035 kg/s proporciona una eficiencia de enfriamiento del 35.0% y produce un porcentaje predicho de insatisfechos de 8.1%. Además, mencionan que el sistema es capaz de proporcionar confort térmico en el transcurso de un día típico de primavera. Foroozesh *et al.* [37] evaluaron un sistema torre-habitación considerando enfriamiento evaporativo y diferentes ángulos de inclinación en un deflector ubicado en la parte inferior de la torre. Los resultados mostraron que el captador de viento con deflector de 60° combinado con un sistema de enfriamiento por evaporación redujo la temperatura del aire dentro del edificio hasta 17.4 °C y mejoró el confort térmico de los ocupantes. Francisco-Hernández [70] estudió la capacidad de dos sistemas de acondicionamiento de espacios para propiciar confort térmico en una vivienda de interés social ubicada en un clima cálido seco, los cuales fueron un sistema de torre de viento con humidificación y un sistema de aprovechamiento de fluido geotérmico de baja entalpía. El autor encontró que al utilizar humidificación en el sistema torre de viento el porcentaje predicho de insatisfechos dentro de la casa fue entre 7.0 y 31.0 % y hubo una reducción de temperatura hasta de 12.0 °C. Jafari y Kalantar [71] evaluaron una edificación con tres chimeneas solares y con un captador de viento, este último tenía un sistema de aspersión de agua. Los resultados mostraron que agregar humidificación conduce a una reducción de la temperatura de aproximadamente 6.0 a 12.0 °C. Además, la humedad relativa aumentó 80.0%. Los autores concluyeron que la humidificación mejora la eficiencia el sistema y satisface las condiciones de confort térmico.

En cuanto a otro tipo de aplicaciones fuera del confort térmico en personas, Ghoulem *et al.* [72, 73] evaluaron la humidificación en torres de viento acopladas a invernaderos. Consideraron velocidades de viento entre 1.9 y 6.0 m/s, temperatura ambiente entre 30.0 y 45.0 °C y humedad relativa entre 15.0 y 25.0%. Los resultados mostraron que el sistema

podía reducir la temperatura media del aire interior del invernadero entre 13.3 y 17.1 °C y aumentar la humedad relativa en un 54.0%.

1.3.4 Convección mixta en las torres de viento

Dentro de un sistema con torre de viento suele predominar la convección forzada, y en la mayoría de los estudios se desprecian las fuerzas de flotación [28]. Sin embargo, bajas velocidades de viento o la ausencia de este conllevaría a que la convección natural predomine dentro del sistema. Por esto es importante considerar la convección mixta al evaluar un sistema torre de viento-habitación.

Nouanégué *et al.* [42] realizaron un estudio numérico de un sistema simplificado de torre solar-eólica en régimen de flujo laminar. Evaluaron la convección mixta bajo los parámetros de Re , Ra , Ri , relación de aspecto, tamaño de la ventana de salida, grosor y conductividad de la pared de la torre. Los autores encontraron que estos sistemas funcionan mejor cuando predomina la convección forzada. Además, el rendimiento del sistema aumenta con números de Ra altos, en estas circunstancias existe una alta contribución de convección natural.

Algunos trabajos han evaluado el desempeño de los sistemas torre de viento-habitación considerando fuentes de calor en el interior de la habitación; Kirk y Kolokotroni [51] realizaron pruebas experimentales de la tasa de cambios de aire en una habitación con ganancias de calor internas de 80.0 W/m². Los autores encontraron que en el tercer edificio el efecto de la diferencia de temperatura interna contra externa es un factor determinante en la tasa de intercambio de aire en velocidades de viento menores a 1.5 m/s. En otro trabajo, Elmualim [74] realizó un estudio numérico y experimental de tres casos de estudio, donde investigó el efecto del flujo de aire y una fuente de calor en el interior de una habitación de pruebas acoplada a un captador de viento. En uno de sus casos de estudio consideró un calentador de 3.0 kW dentro de la habitación, donde el calentador se encendió hasta que la temperatura dentro de la habitación alcanzó 30 °C. El autor encontró que a velocidades de viento menores a 1.5 m/s el aire suministrado y extraído fue mayor que sin fuente de calor. Benjamin y Ray [75] estudiaron el rendimiento de un captador de viento utilizando un modelo analítico semi-empírico donde se incluían los efectos de flotabilidad, el efecto de los cambios de velocidad y dirección del viento y la infiltración. El modelo fue validado con los datos experimentales de Kirk y Kolokotroni [51]. Los autores concluyen que para diferencias de temperatura de menos de 10.0 °C los efectos de la flotabilidad pueden despreciarse siempre que las velocidades del viento sean superiores a 2.0 m/s. Hughes y Cheuk-Ming [76] realizaron un estudio numérico-experimental del flujo de viento y las fuerzas de flotabilidad en una habitación con torre de viento comercial. La habitación consideró ganancias internas de calor por personas, iluminación y computadoras. Los resultados mostraron que el viento externo es la fuerza

principal para la ventilación interna y esta representa un 76.0 % más que las fuerzas de flotación.

Las cisternas son edificaciones tradicionales del medio oriente con techos en forma de cúpula acopladas a torres de viento, estas son utilizadas para almacenar agua y mantenerla a bajas temperaturas en verano. Khoshab y Dehghan [77] estudiaron numéricamente la convección mixta en una cisterna donde consideraron entrada y salida de aire en la parte inferior y superior del techo, respectivamente. Consideraron un amplio rango de números de Reynolds ($Re = 1 \times 10^3 - 5 \times 10^4$) y números de Grashof ($Gr = 1 \times 10^3 - 1 \times 10^{10}$) que incluían regímenes de flujo laminar y turbulento. Los autores describieron dos patrones de flujo diferentes, cuando predomina la convección forzada y natural respectivamente. En ambos patrones, el número de Nu promedio sobre el techo abovedado aumenta a medida que aumenta el número de Gr , mientras que la variación del número de Nu sobre la pared horizontal fría depende del patrón de flujo. En el primer patrón, el número de Nu promedio sobre la pared horizontal fría aumenta con el aumento del número de Gr . Por el contrario, en el segundo patrón se observó que, para el régimen dominado por convección natural el número de Nusselt promedio sobre la pared horizontal fría disminuye al aumentar el número de Gr . Najafi y Yaghoubi [78] realizaron un estudio numérico-experimental de la convección mixta en una cisterna tradicional de Irán. El caso de estudio se resolvió de manera bidimensional para convección natural y tridimensional para convección forzada. Encontraron que en convección natural los coeficientes convectivos no son uniformes sobre la cúpula en el transcurso del día y la distribución de temperatura varía alrededor de 40.0°C. Los autores concluyeron que el coeficiente de transferencia de calor por convección sobre la superficie del domo cambia entre los rangos 2.0-10.0 W/m² y 12.0-37.0 W/m² para convección natural y forzada respectivamente.

La influencia del flujo de calor sobre el canal de salida de una torre de viento ha sido estudiada de manera bidimensional [79] y tridimensional [80]. Abdo y Huynh [79] estudiaron un sistema torre de viento-habitación donde consideraron flujos de calor de 600.0, 800.0 y 900.0 W/m² y una velocidad del aire de 3.0 m/s. Encontraron que al combinar la ventilación impulsada por flotabilidad con la impulsada por el viento se tenía un aumento del 10.0% en el flujo total de aire, esto cuando se aplica un flujo de calor de 600 W/m². Abdo *et al.* [80] mostraron que al aplicar un flujo de calor de 500.0 W/m² y una velocidad de aire de 3.0 m/s y combinar la ventilación impulsada por flotabilidad con la impulsada por el viento se tenía un aumento del 3.1% en el flujo total de aire.

La chimenea solar también es una estrategia de ventilación natural, donde la corriente de aire es impulsada por fuerzas de flotación. Cuando se suprime la influencia del viento, la radiación solar y la diferencia de temperatura entre la habitación y el exterior son las principales fuentes que contribuyen al flujo de aire en la chimenea. Recientemente se ha informado de una mejora en la ventilación natural de los edificios mediante la instalación

simultánea de torres de viento y chimeneas solares, combinando así la ventilación impulsada por el viento y la impulsada por la flotabilidad. Moosavi *et al.* [81] evaluaron el desempeño térmico y la ventilación en un edificio de dos pisos con una chimenea solar acoplada a un sistema torre de viento con aspersion de agua. Los resultados mostraron que el sistema es capaz de reducir la temperatura media 5.2 °C y generar 9 cambios de aire por hora en las horas pico de un día para el espacio ocupado, así como ahorrar un 75.0% de la refrigeración total energía y el 90.0% de la energía requerida para la ventilación durante el tiempo de trabajo en el pico de verano. Soto *et al.* [82] evaluó un edificio con una torre eólica y 4 chimeneas solares. Las temperaturas interiores medidas experimentalmente alcanzaron los 29.0 °C, lo que resultó en un porcentaje previsto de personas insatisfechas (PPD) del 50 %.

1.3.5 Conclusiones del estado del arte

La revisión de la literatura mostró que la torre de viento aumenta su desempeño al incorporar mejoras aerodinámicas en ella. Utilizar un techo curvo puede aumentar la eficiencia de captación hasta en un 35% [31, 32, 33, 34, 35]. Mientras que utilizar extensiones en la entrada o salida de la torre puede aumentar el flujo inducido de aire hasta en un 7.5% [38, 39, 40, 41]. Además, utilizar chaflanes en la parte baja de la torre de viento permiten aumentar la efectividad del intercambio de aire hasta en un 14% y pueden evitar un corto circuito del flujo de aire entre el canal de salida y el de entrada [44, 45, 46]. Además, manipular la relación de aspecto entre ancho y alto de la torre puede aumentar la velocidad del aire en la torre hasta en un 54% [42, 36, 43].

En generar las torres de viento son capaces de proveer los cambios de aire por hora adecuados para habitaciones, casas completas y aulas de escuelas. Propiciando tasas de suministro de aire mayores a 0.8 l/s por m², valor recomendado por los estándares internacionales [44, 47, 49, 51, 53, 55, 56, 57, 59]. Pese a esto una buena evaluación de la ventilación debe de realizarse evaluando parámetros como la edad local del aire [46, 51, 57, 59] y la eficiencia para los cambios de aire por hora [46, 49, 57, 59].

En cuanto a confort térmico las torres de viento han mostrado un buen rendimiento propiciando sensaciones de confort neutra entre el 40.0% y 50.0% de las zonas de la edificación [33, 36, 46, 50, 52, 54, 55]. Pese a esto, no siempre se logra conseguir confort, por ejemplo, en climas secos extremos. Cundo esto ocurre, se recomienda utilizar algún dispositivo humidificador para reducir la temperatura del air dentro de la torre.

Las superficies y entradas mojadas sobre la torre de viento han demostrado ser eficientes, logrando reducir la temperatura del aire en la salida de la torre entre 10.0 °C y 17.6 °C y aumentando la humedad del aire entre 22.0% y 36.0% [60, 61, 64, 65]. Sin embargo, el humidificador más utilizado es el tipo espray. Este ha mostrado que puede reducir la temperatura del aire entre 4.0 °C y 17.4 °C y aumenta la humedad relativa entre 5.0% y

80.0%, además de tener una capacidad de enfriamiento de hasta 100.0 kW. También ha demostrado que puede proporcionar una sensación confort neutra con una eficiencia de enfriamiento solo del 35.0% [31, 37, 46, 63, 66, 67, 68, 69, 70, 71].

La revisión de la literatura mostró que las fuerzas de flotación en la torre eólica dependen del flujo de calor sobre ella [42, 79, 80]. Por otro lado, en los sistemas TV-H, los efectos de flotabilidad son despreciables a velocidades de viento mayores a 2 m/s y diferencias de temperatura exterior-interior inferiores a 10 °C [51, 74, 75]. Además, el viento externo es la principal fuerza impulsora, proporcionando un 76 % más de ventilación interna que el flujo impulsado por la flotabilidad [76]. Además, el patrón de flujo depende del tipo de convección que prevalezca [77, 78]. También se encontró que, la combinación de las fuerzas del viento y la flotabilidad logró mejorar la ventilación y el confort térmico en los edificios [81, 82]. Se puede concluir entonces que el desempeño en la ventilación, transferencia de calor y confort térmico está influenciado por los números de Reynolds y Grashof. Por lo tanto, es importante evaluar un sistema TV-H en una amplia gama de estos números para comprender mejor la interacción del viento y las fuerzas de flotabilidad y su efecto sobre la ventilación, el confort térmico y la transferencia de calor.

Además, la convección mixta se ha estudiado en torre sola [42], en sistemas cisterna-torre [77, 78], en sistemas con torre y chimenea solar [81, 82] y en sistemas TV-H [51, 74, 75, 76, 79, 80]. Donde en estos últimos se considera la torre sobre el techo de la habitación, por lo que hasta ahora no se ha considerado una torre lateral a la habitación a la hora de estudiar la convección mixta. Por otro lado, el calentamiento diferencial de las habitaciones es una de las formas más comunes de transferencia de calor en los edificios. A pesar de esto, hasta la fecha no se ha encontrado ningún trabajo numérico o experimental que investigue la convección mixta en un sistema TV-H y considere el calentamiento diferencial en la habitación. Además, hasta el momento ningún trabajo en la literatura ha estudiado la convección mixta considerando humidificación en la torre de viento. Por lo tanto, se establecen los siguientes objetivos.

1.4 Objetivos de la investigación

1.4.1 Objetivo general

Estudiar numérica y experimentalmente la convección natural y forzada (convección mixta) en el interior de una habitación (prototipo experimental) con torre de viento (TV), y el efecto de la humidificación del aire en la torre en el comportamiento del flujo y condiciones de confort térmico.

1.4.2 Objetivos específicos

- Estudiar la convección natural para condiciones de invierno en una caseta con pared sur expuesta al sol y pared opuesta a temperatura constante.
- Diseñar e implementar un sistema TV-H para estudiar la ventilación natural, considerando la captación de los vientos predominantes a través de la TV para condiciones de primavera-verano.
- Estudiar la convección mixta en el sistema caseta-TV para condiciones de primavera-verano, sin y con humidificación del aire en la TV.

1.5 Alcance

Los estudios experimentales se realizaron en el prototipo CEN-MCIM-2013-657 denominado caseta CAGETEV (caseta giratoria para estudios térmicos de viviendas), ubicado en el DIM, instrumentado con termopares para medir transferencia de calor en el interior de la habitación y a nivel de capa límite. Además, se midió la velocidad del aire en diferentes puntos del interior de la habitación y de la torre de viento. Los estudios numéricos se realizaron con el simulador comercial Fluent, considerando flujo turbulento tridimensional en estado permanente, y la aproximación de Boussinesq.

1.6 Metodología general

En la Fig. 1.12 se presenta la metodología establecida para cumplir los objetivos planteados presentados anteriormente conforme al alcance establecido. En general en este trabajo se abordan tres problemas. El primero es el estudio de la convección natural en una habitación (caseta), donde se realiza la familiarización numérica y experimental con el fenómeno de convección natural. El segundo es el estudio de la convección mixta en un sistema torre-habitación, donde a través de una torre de viento se incorpora la convección forzada al primer estudio. De esta manera se estudia el rendimiento de la torre de viento considerando la convección natural y forzada (convección mixta). El tercero es el estudio de la convección mixta en un sistema TV-H considerando humidificación, donde a través de un humidificador tipo spray se incorpora la humidificación al segundo estudio. En este último se estudia el efecto de la humidificación y la convección mixta en un sistema torre-habitación.

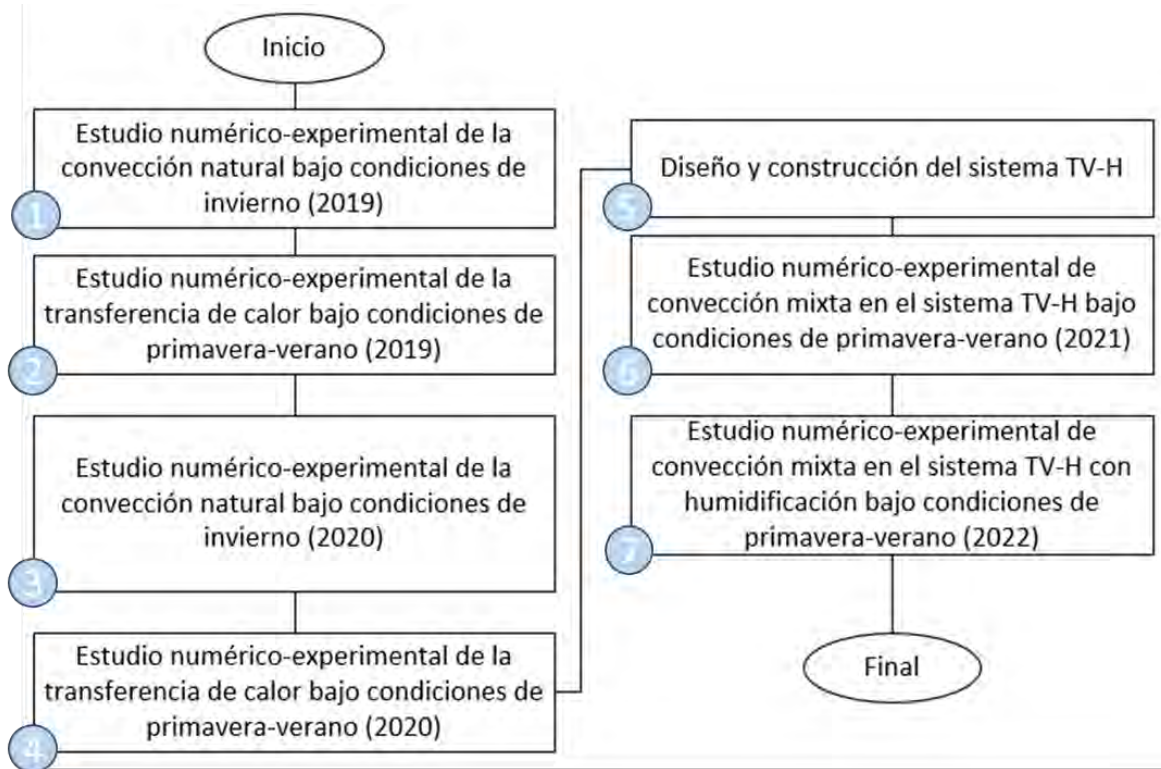


Fig. 1.12 Metodología general

1.7 Estructura de la tesis

La estructura de la tesis consta de los siguientes capítulos:

Capítulo II Marco teórico: Se presentan los fundamentos teóricos relacionados con este trabajo.

Capítulo III Descripción experimental de los estudios realizados: Se describe la metodología experimental utilizada. Además, se describen las configuraciones, equipos e instrumentos experimentales utilizados.

Capítulo IV Descripción CFD de los estudios realizados: Se describe el modelo físico, condiciones de frontera, configuración CFD, mallado e independencia de malla de cada uno de los estudios realizados.

Capítulo V Resultados: Se presentan las validaciones con datos experimentales y los resultados numéricos obtenidos en los estudios realizados.

Capítulo VI Conclusiones y recomendaciones: Se muestran las conclusiones de los resultados obtenidos y las recomendaciones para trabajos futuros.

Capítulo II

Marco Teórico

En este capítulo se presentan los principios teóricos, físicos y matemáticos abordados en este trabajo. Se describen las ecuaciones de conservación, los modelos de turbulencia, el modelo de fase discreta, el modelo del humidificador tipo cono, y los parámetros de ventilación y confort térmico. Finalmente, se describen las metodologías para el cálculo de incertidumbres de independencia de malla y experimental.

2.1 Ecuaciones gobernantes

Para representar un fenómeno físico de interés se requiere de un modelo matemático, en el cual su complejidad dependerá del fenómeno bajo estudio. Las ecuaciones de gobierno para el flujo y la transferencia de calor y masa, así como aquellas que rigen el transporte de otras variables, se pueden enunciar de forma conservativa. A continuación, se presentan las ecuaciones de gobierno basadas en una formulación Euleriana, en la cual se supone un volumen de control fijo en el espacio a través del cual pasa un fluido, se supone que el medio es continuo y se aplican los principios de conservación de masa, momentum, energía y especies químicas.

2.1.1 Ecuación de conservación de masa

La ecuación de continuidad establece de forma general que el incremento de masa en el interior de un elemento fluido es consecuencia del flujo neto de masa hacia dicho elemento. Puesto que en general no puede crearse ni destruirse masa (salvo donde haya involucradas reacciones nucleares), la expresión no estacionaria, tridimensional, en un punto para un fluido general es [83]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

En el caso particular de flujo incompresible la densidad del fluido no varía temporalmente en el dominio, por lo que la ecuación se reduce a que la divergencia de la velocidad debe de ser nula:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2)$$

2.1.2 Ecuación de conservación de momentum

La ecuación de momentum es la representación matemática de la segunda ley de Newton aplicada al flujo de fluidos, la cual establece que una porción infinitesimal de fluido es acelerada por las fuerzas que actúan sobre ella, es decir, la masa por la aceleración es igual a la suma de fuerzas superficiales y de cuerpo [84]. Si el fluido presenta una relación lineal entre los esfuerzos cortantes y las deformaciones según $\tau = \mu \partial u / \partial y$ y se considera adivergente, la ecuación de conservación de momentum es la siguiente [83]:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla(\mu \nabla \vec{v}) - \nabla p + \rho \vec{g} \quad (3)$$

2.1.3 Ecuación de conservación de la energía

La ecuación de conservación de la energía es derivada de la primera ley de la termodinámica, la cual establece que la cantidad de cambio de energía de una porción de fluido es igual a la transferencia de energía en forma de calor adicionado a el elemento más la transferencia de energía en forma de trabajo realizado sobre este [84]. Considerando flujo a baja velocidad, incompresible y disipación viscosa despreciable, la ecuación de conservación de energía en términos de la entalpía específica (h) puede expresarse de la siguiente manera [83]:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{C_p} \nabla h \right) + S_h \quad (4)$$

2.1.4 Ecuación de conservación de concentración de especies químicas

Suponiendo que se cumple la ley de Fick, la ecuación para la conservación de masa para cada especie química i se puede expresar en función de su fracción de masa m_i , de la siguiente manera [83]:

$$\frac{\partial(\rho m_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} m_i) = \nabla \cdot (\rho D_i \nabla m_i) + R_i \quad (5)$$

Donde D_i es la difusividad másica y R_i representa la cantidad de generación de la especie química.

2.2 Modelos de turbulencia

La turbulencia es un estado caótico e irregular del movimiento de un fluido que se establece a partir de la aparición de irregularidades en las condiciones iniciales o de contorno de la corriente fluida. Estas inestabilidades se amplifican y se retroalimentan de forma cíclica, creando vórtices turbulentos que se crean y se destruyen. Las propiedades más destacables de los movimientos turbulentos son [83]:

- *Aleatoriedad*. También definida como irregularidad, se manifiesta por la aparición de fluctuaciones de las variables fluidodinámicas (velocidad, presión, temperatura, concentración) con tamaños y tiempos muy dispares (diferentes escalas).
- *Vorticidad*. Todo fluido turbulento es rotacional ($\nabla \times \vec{v} \neq 0$).
- *Difusividad*. Los fenómenos turbulentos intensifican el transporte de masa, momentum y energía, debido a las fluctuaciones en las diversas escalas turbulentas.
- *Tridimensionalidad*. Las escalas más pequeñas de la turbulencia tienen un carácter muy isotrópico, lo cual implica la necesidad de tener flujo tridimensional.

- *Disipación.* Los flujos turbulentos siempre son disipativos. Necesariamente han de disipar energía en las escalas más pequeñas, energía que se obtiene del flujo principal y que se va redistribuyendo en forma de cascada mediante procesos de deformación.
- *Altos números de Reynolds.* La turbulencia se origina por inestabilidades en el flujo laminar. A partir de ciertos números de Reynolds y dependiendo del tipo de aplicación, las irregularidades en las capas de cobertura se vuelven inestables, amplificándose y activándose los mecanismos turbulentos.

La solución numérica para flujos turbulentos puede abordarse desde distintos niveles de aproximación, proporcionando así descripciones del flujo con mayor o menor detalle. En general, se distinguen tres aproximaciones diferentes: la simulación numérica directa (DNS), en la que se usa una malla extremadamente fina para poder resolver todas las escalas de turbulencia; la simulación de vórtices grandes (LES), con mallas menos densas que permiten resolver sólo los torbellinos grandes que transportan entre el 50.0 y 80.0% de toda la energía cinética turbulenta; y finalmente la simulación RANS (ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds) en la que todas las escalas se modelizan mediante el uso de modelos de turbulencia.

En general el método más utilizado para introducir la simulación de la turbulencia en la metodología numérica es la técnica RANS. Este método utiliza la idea del promediado [83]:

$$\langle f \rangle = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} f(t) dt \quad (6)$$

De esta manera el operador que se emplea para buscar el comportamiento estadístico de las variables de flujo es un promediado temporal sobre las ecuaciones de transporte. Este promedio permite descomponer cualquier variable en su valor medio y su parte fluctuante como: $f' = f - \langle f \rangle$. Cuando el operador estadístico $\langle f \rangle$ se aplica a las ecuaciones de flujo, se obtienen las ecuaciones RANS. El efecto de las fluctuaciones turbulentas aparece en un término adicional, denominado de las *tensiones de Reynolds*, y que debe de ser modelado para cerrar el sistema de ecuaciones.

2.2.1 Ecuaciones RANS

La aplicación del operador promedio sobre la Ec. (3) conduce a la siguiente expresión:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \nabla(\bar{v}_i \bar{v}_j) + \nabla(\overline{v'_i v'_j}) = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \nabla(\nu \nabla \bar{v}_i) \quad (7)$$

Donde el subíndice i representa cada una de las componentes espaciales y el producto $\bar{v}_i \bar{v}_j$ es la notación para indicar que la componente i está multiplicada por el resto de las

componentes. Reordenando los términos en la forma de la ecuación general de transporte y expresándola para la variable promediada se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \nabla(\bar{v}_i \bar{v}_j) = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \nabla(v \nabla \bar{v}_i) - \frac{1}{\rho} \nabla(\rho \overline{v'_i v'_j}) \quad (8)$$

Donde $\rho \overline{v'_i v'_j}$ es el termino conocido como tensiones de Reynolds y proporciona seis incógnitas nuevas al problema:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{v'_i v'_j} \rightarrow \begin{array}{lll} \tau_{xx} = -\rho \overline{u'^2} & \tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2} & \tau_{zz} = -\rho \overline{w'^2} \\ \tau_{xy} = -\rho \overline{u'_i v'_j} & \tau_{xz} = -\rho \overline{u'_i w'_j} & \tau_{yz} = -\rho \overline{v'_i w'_j} \end{array} \quad (9)$$

Donde u, v, w representan las componentes de velocidad.

El cierre del problema exige la modelización de las ecuaciones anteriores con las incógnitas ya existentes. En las últimas décadas se han desarrollado toda una serie de modelos de turbulencia para sustituir esas tensiones de Reynolds desconocidas por otro tipo de relaciones matemáticas que eviten aportar nuevas incógnitas al problema.

2.2.2 Hipótesis de Boussinesq

En 1887 Boussinesq propuso que al igual que la viscosidad molecular relaciona los esfuerzos cortantes con los gradientes de velocidad (deformación), debía de existir alguna analogía entre las tensiones viscosas y las tensiones de Reynolds [85]. Constatando que las tensiones turbulentas aumentan cuando se incrementan las componentes del tensor promedio de deformaciones, ideó que las tensiones de Reynolds debían estar ligadas con el tensor promedio de deformaciones (S_{ij}) por medio de un coeficiente de viscosidad turbulenta [83]:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{v'_i v'_j} \approx \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) = 2\mu_t S_{ij} \quad (10)$$

De esta manera, μ_t es un factor de proporcionalidad que puede ser un valor constante o modelo que cambie a lo largo del dominio.

Boussinesq adoptó para μ_t un valor constante, pero esto solo proporciona buenos resultados en casos muy concretos, relacionados con flujos libres (sin efectos de pared). En 1925 Prandtl introduciría el concepto de longitud de mezcla [83], este modelo de longitud de mezcla describe las tensiones por medio de una sencilla relación algebraica para μ_t en función de la posición, dicho modelo y otros derivados de él se denominan modelos de cero ecuaciones.

Posteriormente en los modelos algebraicos se introdujo una ecuación diferencial adicional para ciertas variables como el transporte de energía cinética turbulenta. Sin embargo, la opción más habitual es la de utilizar modelos de dos ecuaciones, como el clásico k-epsilon, el cual permite la descripción de las propiedades turbulentas básicas: la energía cinética turbulenta (k) y la tasa de disipación viscosa (ϵ). Este modelo y sus variantes (k-omega) siguen siendo hoy en día los modelos de partida básicos y los más empleados en simulaciones de tipo investigación e industrial [83].

2.2.3 Modelos de viscosidad artificial (Eddy Viscosity Models, EVM)

Los modelos de una o dos ecuaciones asignan a μ_t una expresión que depende de algún tipo de ecuación de transporte adicional. Donde generalizan la Ec. (10), introduciendo un sumando adicional ($\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}$) en dicha relación lineal constitutiva, para así conservar el algebra tensorial en la ecuación de transporte de k . De esta forma la Ec. (10) se describe ahora de la siguiente manera [83, 86]:

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho v'_i v'_j} \approx \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) = \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (11)$$

Donde k es la energía cinética turbulenta, expresada como la semi suma de la diagonal principal del tensor de Reynolds:

$$k = \frac{1}{2} \overline{\rho v'_k v'_k} = \frac{1}{2} (\overline{\rho u'^2} + \overline{\rho v'^2} + \overline{\rho w'^2}) \quad (12)$$

Cuando se hace la suma de la Ecuación 10 a lo largo de la diagonal principal ($\delta_{ij} = 1$), tenemos que:

$$\tau_{xx} + \tau_{yy} + \tau_{zz} = -\overline{\rho u'^2} - \overline{\rho v'^2} - \overline{\rho w'^2} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) - 3 \left(\frac{2}{3} \rho k \right) \quad (13)$$

Donde, de acuerdo a la Ecuación 12 $-\overline{\rho u'^2} - \overline{\rho v'^2} - \overline{\rho w'^2} = -2\rho k$ y además $\nabla \cdot \bar{v} = 0$; cumpliéndose así la igualdad.

Como la hipótesis de Boussinesq considera que la turbulencia es totalmente isotrópica, las fluctuaciones en todas las direcciones del espacio serán iguales ($\overline{u'^2} = \overline{v'^2} = \overline{w'^2}$). Por esta razón se puede estimar un valor de fluctuación turbulenta característico:

$$k = \frac{3}{2} \overline{\rho u'^2} \rightarrow u' \sim \sqrt{\frac{2k}{3\rho}} \quad (14)$$

Los principales modelos de turbulencia se han basado en esta formulación lineal e isotrópica. Sin embargo, utilizan distintas definiciones de la viscosidad turbulenta μ_t para la Ec. (11). En particular los más importantes son:

- **Modelo k-épsilon estándar:** Resuelve las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y para la tasa de disipación viscosa ε que se relaciona con μ_t , según la función:

$$\mu_t = f\left(\frac{\rho k^2}{\varepsilon}\right) \quad (15)$$

- **Modelo k-épsilon RNG:** Resuelve las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y para la tasa de disipación viscosa ε que se relaciona con μ_t , tomando en cuenta los efectos del remolino o de rotación según la función:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s \Omega \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (16)$$

Donde μ_{t0} calcula la viscosidad turbulenta sin la modificación del remolino, Ω es el número de remolino característico y α_s es una constante de remolino. Para flujos con remolino ligeros α_s se establece en 0.07. Sin embargo, para flujo con remolinos fuertes se puede tomar un valor más alto.

- **Modelo k-épsilon realizable:** En este modelo la definición de la viscosidad turbulenta es muy similar al modelo k-épsilon estándar, con la diferencia de que considera una variable C_μ . En este modelo C_μ es una función de las velocidades medias de deformación y rotación, la velocidad angular de rotación del sistema y los campos de turbulencia k y ε [86, 87, 88]. Mientras que en el modelo estándar C_μ es constante.
- **Modelo k-omega:** Resuelve las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta k y para la tasa específica de disipación viscosa $\omega = \varepsilon/k$ que se relaciona con μ_t , según la función:

$$\mu_t = f\left(\frac{\rho k}{\omega}\right) \quad (17)$$

2.2.4 Modelo k-épsilon estándar (Standard $k - \varepsilon$)

El modelo $k - \varepsilon$ estándar es un modelo semi empírico propuesto por Launder y Spalding [89] el cual se basa en la modelización de dos ecuaciones de transporte, para la energía cinética turbulenta k y para su tasa de disipación ε . La ecuación de transporte para k se obtiene de su ecuación exacta, mientras que la de ε se deduce a partir de razonamientos físicos y analogías diversas con la de k . De esta forma, la tasa de disipación turbulenta es

la variable que determina la escala de la turbulencia, siendo k la variable que fija la energía de la turbulencia.

Los modelos $k - \varepsilon$ han demostrado su gran utilidad en flujos de cortadura libres, en casos de gradientes de presión relativamente pequeños. Del mismo modo, para flujos confinados e internos, el modelo proporciona buenos resultados cuando los gradientes de presión medios son moderados. Además, en la obtención de este modelo se supone que el flujo turbulento está completamente desarrollado y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables [83].

En este modelo la ecuación de transporte para k se obtiene al multiplicar la Ec. (3) por la componente turbulenta correspondiente de velocidad y posteriormente sumando las tres ecuaciones correspondientes (x, y, z). Después se aplica la misma secuencia a la Ec. (8) y estas expresiones se restan de las anteriores, obteniendo [83, 86, 89]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (18)$$

Donde $G_k = 2\mu_t S_{ij} S_{ij}$ es el termino de producción de k , G_b es la generación de k debida a la flotabilidad, Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia comprimible a la tasa de disipación total, σ_k es el número de Prandtl turbulento para k , y S_k es un término fuente definido por el usuario. Además, se ha definido la tasa de disipación viscosa como una función del tensor fluctuante de deformaciones:

$$\varepsilon = 2\nu \overline{S'_{ij} S'_{ij}} \quad (19)$$

Respecto a la ecuación para ε esta se establece analógicamente como [83, 86, 89]:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) + -\rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (20)$$

Donde $C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_{\varepsilon 3}$ son constantes y σ_ε es el número de Prandtl turbulento para ε .

Finalmente, el modelo se completa definiendo una determinada relación para la Ec. (15), de la forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (21)$$

Por último, el valor de las constantes que aparecen en las ecuaciones 17, 19 y 20 se obtienen de manera experimental en condiciones de flujo turbulento con diversos tipos de capa de cortadura y turbulencia isotrópica que decaen libremente. Dichos valores son los siguientes [83, 86, 89]:

$$C_\mu = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (22)$$

Para considerar la flotabilidad en la ecuación de ε Rodi [90] sugirió una formulación para $C_{3\varepsilon}$ donde su valor se aproxima a 1 para la capa límite vertical y a 0 para la capa límite horizontal:

$$C_{\varepsilon 3} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (23)$$

2.2.5 Modelo k-épsilon RNG (RNG $k - \varepsilon$)

El modelo $k - \varepsilon$ RNG se derivó utilizando una técnica estadística rigurosa llamada teoría de grupo de renormalización. Es similar en forma al modelo $k - \varepsilon$ estándar, pero incluye las siguientes mejoras [86]:

- El modelo RNG tiene un término adicional en su ecuación ε que mejora significativamente la precisión para flujos rápidamente deformados.
- El efecto del remolino en la turbulencia se incluye en el modelo RNG, lo que mejora la precisión de los flujos giratorios.
- La teoría RNG proporciona una fórmula analítica para los números de Prandtl turbulentos, mientras que el modelo estándar utiliza valores constantes.
- Mientras que el modelo estándar es un modelo de números de Reynolds altos, la teoría RNG proporciona una fórmula diferencial derivada analíticamente para la viscosidad efectiva que tiene en cuenta los efectos de números de Reynolds bajos. Sin embargo, el uso efectivo de esta característica depende de un tratamiento apropiado de la región cercana a la pared.

Las ecuaciones para k y ε del modelo RNG son las siguientes [86, 91]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (24)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{\varepsilon 3} G_b) - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (25)$$

Donde μ_{eff} es la viscosidad efectiva y los coeficientes α_k y α_ε son los números inversos efectivos de Prandtl para k y ε respectivamente. El procedimiento de eliminación de escala en la teoría RNG resulta en una ecuación diferencial para μ_{eff} :

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^2 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad \text{Donde:} \quad \bar{v} = \mu_{eff} / \mu \quad (26)$$

$$C_v \approx 100$$

Las constantes C_μ , $C_{\varepsilon 1}$ y $C_{\varepsilon 2}$ son los siguientes:

$$C_\mu = 0.0845 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.42 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.68 \quad (27)$$

2.2.6 Modelo k-épsilon realizable (Realizable $k - \varepsilon$)

El modelo k-épsilon realizable propuesto por Shih *et al.* [87, 88] es un modelo reciente y difiere del modelo estándar en dos formas importantes:

- El modelo k-épsilon realizable contine una nueva formulación para la viscosidad turbulenta.
- Se deriva una nueva ecuación de transporte para la tasa de disipación ε , a partir de una ecuación exacta para el transporte de la fluctuación de vorticidad cuadrática media

Un beneficio inmediato del modelo k-épsilon realizable es que predice con mayor precisión la tasa de dispersión de los chorros planos y redondos. También es probable que brinde un desempeño superior para flujos que involucran rotación, capas límite bajo fuertes gradientes de presión adversos, separación y recirculación [86].

Las ecuaciones de transporte modeladas para k y ε en el modelo realizable son las siguientes [86, 87]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (28)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} C_{\varepsilon 3} G_b + S_\varepsilon \quad (29)$$

Donde:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (30)$$

Al igual que en los modelos estándar y RNG la viscosidad turbulenta se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (31)$$

Sin embargo, en el modelo realizable C_μ no es constante y se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (32)$$

Donde A_0 es una constante, A_s depende de la velocidad angular de rotación del sistema, de k y de ε , y U^* depende de las velocidades medias de deformación y rotación.

2.2.7 Modelo k-omega estándar (Standard $k - \omega$)

El modelo k-omega, desarrollado por Wilcox [92], incorpora pequeñas modificaciones en los fundamentos de los modelos k-epsilon para hacerlo más apropiado en el análisis de flujos turbulentos a números de Reynolds bajos. La ecuación de transporte para k se mantiene con una formulación parecida, manteniendo los términos de producción y disipación. También se incorpora una ecuación de transporte para la tasa específica de disipación (ω), definida como el cociente entre ε y k [83].

El modelo de k-omega predice tasas de dispersión de flujo de cizallamiento libre que están en estrecha concordancia con las mediciones de estelas lejanas, capas de mezcla y chorros planos, redondos y radiales y, por lo tanto, es aplicable a flujos limitados por paredes y flujos de cizallamiento libre [86]. Además, se ha demostrado que responde muy bien en condiciones de flujo de transición, incluso en presencia de gradientes de presión importantes [83].

La energía cinética de turbulencia k y la tasa específica de disipación ω , se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones [86, 92]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (33)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (34)$$

En estas ecuaciones, G_k representa la producción o generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad media, y se calcula igual que en el modelo k-epsilon. σ_k y σ_ω son los números de Prandtl turbulentos para k y ω , respectivamente. G_ω representa la generación de ω . Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia. S_k y S_ω son términos fuente definidos por el usuario [86].

2.2.8 Modelo de transporte de esfuerzo cortante (SST $k - \omega$)

Existe un modelo complementario al modelo k-omega, introducido por Menter [93] y denominado modelo de transporte de esfuerzo cortante (SST). Este modelo hace una

formulación más robusta en la zona de transición entre la capa límite y la zona de flujo libre [83]. Las ecuaciones del modelo k-omega SST son las siguientes [86]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \widetilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (35)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega \bar{v}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (36)$$

Donde los términos \widetilde{G}_k , Y_k , S_k , G_ω , Y_ω y S_ω representan lo mismo que en el modelo estándar, pero con una formulación diferente, la cual puede ser consultada en las referencias [86] y [93]. En este modelo σ_k y σ_ω involucran funciones de mezcla F_1 y F_2 , respectivamente. D_ω representa el término de difusión cruzada, donde se combinan características de los modelos k-omega y k-epsilon estándar. Por otro lado μ_t puede calcularse con la siguiente ecuación:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (37)$$

Donde α^* es un coeficiente que amortigua la viscosidad turbulenta provocando una corrección de bajo número de Reynolds. a_1 es una constante igual a 0.31 y S es la magnitud de la velocidad de deformación.

2.3 Flujo multi especie

Es posible modelar la mezcla y el transporte de distintas especies químicas mediante la resolución de ecuaciones de conservación que describen la convección, difusión y las reacciones químicas para cada componente. La ecuación de transporte para las especies se obtiene promediando la Ec. (5) para el caso de flujo turbulento. De esta forma se llega a la expresión para la especie k -ésima [83]:

$$\frac{\partial(\rho m_k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{v}_i m_k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\rho D_k + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial m_k}{\partial x_j} \right] + R_k \quad (38)$$

En esta ecuación las fracciones másicas y el término fuente son valores promediados. R_k es el término fuente donde aparecen las reacciones químicas. El término μ_t/Sc_t tiene en cuenta la difusión turbulenta, en caso de flujo laminar el término se anula.

El método de solución para el transporte de especies utiliza el concepto de mezcla de fluido. De esta forma, se utiliza primero ese medio de mezcla como constitutivo para resolver las ecuaciones de continuidad, momento y energía, considerando la densidad y viscosidad de la mezcla. Después se resuelve de manera acoplada las ecuaciones para

cada especie a partir de los campos globales obtenidos. Así se consigue resolver un único campo fluido para toda la mezcla, evitando resolver más ecuaciones de las necesarias y reduciendo la complejidad matemática del modelo [83].

2.4 Flujo multifásico-modelo de fase dispersa

En la naturaleza y en la industria hay un gran número de flujos que están compuestos macroscópicamente por una compleja mezcla de fases. Hasta el momento, no existe ningún modelo multifásico capaz de predecir correctamente todas las situaciones existentes. En su lugar se han ido desarrollado diferentes modelos que son, cada uno de ellos, apropiados para una situación muy concreta. Para seleccionar un modelo correcto se debe tener en cuenta *a priori* alguna de las características fundamentales del flujo multifásico, como son el régimen, la cantidad y dispersión de las fases secundarias o el número de Stokes de las partículas transportadas [83].

En cuanto al modelado de fases dispersas o discretas, el número de Stokes nos permite decidir qué modelo es apropiado en función de la densidad de partículas arrastradas en la corriente primaria. Este número establece una tasa entre el tiempo de partícula y la escala temporal del flujo, es decir [83]:

$$Stk = \frac{\tau_p}{\tau_c} \approx \frac{U \rho_p d_p^2}{L 18\mu} \quad (39)$$

Donde el subíndice p hace referencia a la partícula y el subíndice c se refiere al característico del flujo primario. Así, cuando $Stk \ll 1$ ocurre que las partículas siguen las líneas de corriente de la fase fluida primaria, mientras que cuando $Stk > 1$ las partículas son capaces de moverse de forma independiente respecto del flujo.

En el modelo de fase dispersa se resuelven las ecuaciones de transporte para la fase continua primaria junto con la simulación de una fase secundaria discreta desde un punto de vista lagrangiano. Donde la fase secundaria se implementa como un número finito y muy grande de partículas esféricas que se encuentran dispersas en la fase primaria.

La trayectoria de cada partícula (gota o burbuja) se predice integrando el balance de fuerzas que existe sobre dicha partícula; esto es igualando la inercia de la partícula con las fuerzas que actúan sobre ella, resultando [83, 86]:

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{18\mu}{\rho_p^2 d_p^2} \frac{C_d Re_p}{24} (u - u_p) + \frac{g(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_p \quad (40)$$

Donde u es la velocidad de la fase primaria, u_p es la velocidad en la partícula y Re_p el número de Reynolds referido a las partículas según $Re_p = \rho d_p |u_p - u|/\mu$. Además, aparece el coeficiente de arrastre sobre la partícula que, al suponerla esférica, se puede

calcular con algún tipo de correlación experimental del tipo $C_d = a_0 + a_1 Re^{-1} + a_2 Re^{-2}$, donde $a_{0,1,2}$ son constantes que dependen del tipo de interacción (líquido-sólido, gas-líquido). También aparece F_p , que es un término de fuerzas adicional sobre la partícula, que debe añadirse en caso de que existan importantes gradientes de presión, efectos térmicos o efectos de rotación del flujo.

La dispersión de la fase discreta debido a efectos turbulentos también es modelizable, si se introduce algún modelo de movimiento aleatorio de partículas o dinámica de nube de partículas. Además, permite incluir un buen número de otros fenómenos como calentamiento/enfriamiento de la fase discreta, vaporización o ebullición de gotas líquidas, combustión, rotura o coalescencia de gotas e incluso erosión o deposiciones. Mas información de estos modelos se pueden encontrar en la referencia [86].

2.5 Espray de cono sólido

El software Fluent provee 11 tipos diferentes de inyecciones en el modelo de fase dispersa [94], como el tipo “cono” utilizado en los trabajos de Carreto-Hernandez *et al.* [46], Foroozesh *et al.* [37], Francisco-Hernández [70] y Ghoulam *et al.* [72, 73], o el tipo “grupo” utilizado en los trabajos de Kang y Strand [67, 68]. Para el modelado de humidificación en torres de viento el más utilizado es el de tipo “cono”. En este apartado se describe únicamente el modelo del humidificador tipo cono sólido, ver Fig. 2.1. En un problema tridimensional una inyección de cono sólido requiere de las siguientes entradas: la posición, el diámetro, el ángulo de aspersion y el flujo másico de la boquilla. Además, los valores de la velocidad, temperatura y tamaño de las gotas también son necesarios. Adicional a esto se debe de especificar un modelo adecuado para el cálculo de la distribución del tamaño de gota, coeficiente de arrastre de las gotas y el número adecuado de corrientes o parcelas de las gotas [94].

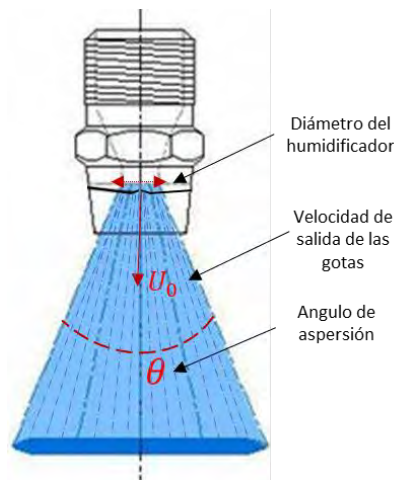


Fig. 2.1 Humidificador de tipo cono sólido

La velocidad de las gotas a la salida del humidificador puede calcularse con la siguiente ecuación [95]:

$$U_0 = C_a \sqrt{2\Delta P / \rho_w} \quad (41)$$

Donde U_0 es la velocidad de salida de las gotas, ΔP es la diferencia de presión a lo largo de la boquilla y la tubería de suministro, ρ_w es la densidad del agua, y C_a es el coeficiente de descarga. De acuerdo con Post *et al.* [96], el C_a para boquillas planas se encuentra entre 0.8 y 0.96.

La distribución del tamaño de las gotas puede ser modelado de diferentes maneras. Sin embargo, los métodos semi empíricos son los más comunes, estos determinan la distribución del tamaño de gota ajustando datos medidos a funciones predeterminadas. El método más utilizado en humidificación de torres de viento [46, 70, 67, 68] es el Rosin-Rammler [97]. Este modelo asume una relación exponencial entre el diámetro de la gota D , y la fracción de masa de las gotas con diámetros más grandes que D , matemáticamente se expresa así:

$$Y_D = e^{-(D/\bar{D})^n} \quad (42)$$

Donde Y_D es la fracción de masa de las gotas con diámetros más grandes que D , \bar{D} es el diámetro medio y n es el parámetro de propagación que actúa como un indicador del ancho de propagación.

El coeficiente de arrastre de las gotas puede ser determinando por diferentes modelos, sin embargo, el más utilizado en humidificación de torres de viento [46, 70, 67, 68] es la ley de arrastre esférica [98]. En esta se supone que la tensión superficial en la interfaz gota-fluido es lo suficientemente fuerte como para resistir la tendencia de la fuerza aerodinámica a deformar la gota. En este escenario las gotas se asumen como esferas no deformadas con un coeficiente de arrastre C_d , el cual es función del número de Reynolds. El coeficiente C_d es calculado en función de datos experimentales de arrastre en esferas sólidas. El software Fluent permite implementar esta aproximación utilizando la correlación de Morsi y Alexander [98]:

$$C_d = \frac{K_1}{Re} + \frac{K_2}{Re} + K_3 \quad (43)$$

En donde $K_{1,2,3}$ son constantes y dependen del número de Reynolds, sus valores pueden encontrarse en la referencia [98]. Esta correlación es válida para Reynolds mayores a 0.1 y menores a 5×10^4 .

Las parcelas o corrientes de las gotas son paquetes de gotas que se inyectan en la simulación [94], en otras palabras, son los elementos mínimos de partículas con

características similares que aparecerán en la inyección. Por lo que el flujo de masa discreta será igual al del número de parcelas en un determinado tiempo por la masa de la gota.

2.6 Números adimensionales en convección mixta

Los números adimensionales tienen un significado físico que caracteriza determinadas propiedades en algunos sistemas. El número de Reynolds, Grashof y Richardson determinan las características del flujo y de la transferencia de calor por convección.

2.6.1 Número de Reynolds

El número de Reynolds (Re) puede ser interpretado como una medida de la importancia relativa de la advección a la difusión de los flujos de momentum. Si el flujo de la cantidad de momentum está en la misma dirección, el número de Reynolds revela las características de la capa límite del flujo. Si los flujos se definen de tal manera que la difusión está en la dirección de la corriente transversal como se muestra en la Fig. 2.2, entonces el número de Reynolds permite conocer el régimen de flujo: laminar, transición o turbulento [99].

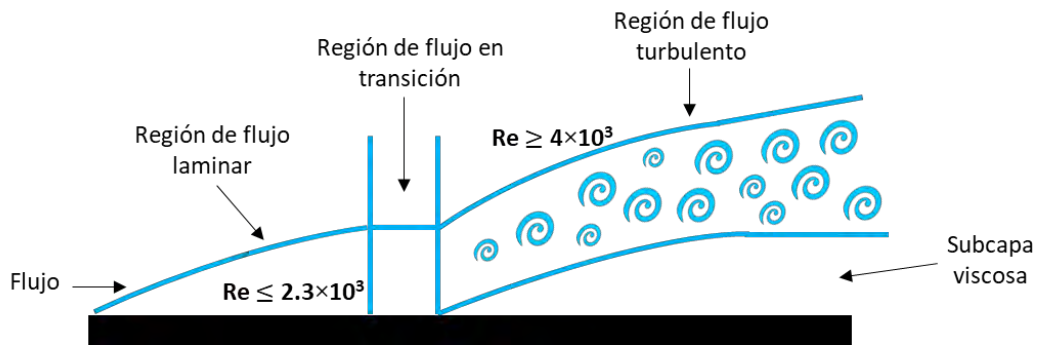


Fig. 2.2 Esquema del flujo sobre una placa plana que muestra los regímenes de flujo laminar, de transición y turbulento con base en el valor de Re , adaptado de [99]

Matemáticamente el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (44)$$

Donde, L es la longitud característica y ρ , U , y μ son la densidad, velocidad y viscosidad del fluido, respectivamente.

2.6.2 Número de Grashof

El número de Grashof (Gr) representa la relación entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas. Juega en convección natural el mismo papel que el número de Reynolds en convección forzada. El número Gr matemáticamente se define como [99]:

$$Gr = \frac{g\rho\beta\Delta TL^3}{\mu} \quad (45)$$

Donde, L es la longitud característica, ΔT es el gradiente de temperatura en el problema, β es el coeficiente de expansión térmica, g es la gravedad y ρ y μ son la densidad y viscosidad del fluido.

2.6.3 Número de Richardson

La convección mixta es un mecanismo de transferencia de calor que ocurre cuando la convección natural y la forzada actúan juntas. Un parámetro importante que define el efecto predominante es el número de Richardson, que se da como $Ri = Gr/Re^2$; este parámetro representa la intensidad de la convección natural sobre la convección forzada. Cuando tenemos valores de $Ri \ll 1$, predomina la convección forzada. En caso contrario, para un $Ri \gg 1$ predomina la convección natural, y para el caso de $Ri = 1$, ambos efectos tienen la misma intensidad [100].

2.7 Parámetros de ventilación

El rendimiento de la ventilación generalmente es cuantificado por medio de ciertos parámetros, donde los más importantes son la efectividad de cambio de aire y la edad local del aire.

2.7.1 Efectividad de cambio de aire

La efectividad del cambio de aire se define como la edad del aire que ocurriría en toda la habitación si el aire estuviera perfectamente mezclado, dividida por la edad promedio del aire donde respiran los ocupantes [57]. Además, expresa la capacidad del sistema de ventilación para renovar el aire confinado con aire fresco, y se describe como [101]:

$$\varepsilon_a = \frac{\tau_n}{2\bar{\tau}_p} \quad (46)$$

Donde τ_n es la constante de tiempo nominal y $\bar{\tau}_p$ es el recíproco de los cambios de aire por hora (ACH) el cual puede determinarse a partir del volumen de la habitación (V) y la tasa de suministro de aire (Q) como:

$$\tau_n = \frac{1}{ACH} = \frac{V}{Q} \quad (47)$$

2.7.2 Edad local del aire

La edad media local del aire ($\bar{\tau}_p$) es el tiempo de residencia del aire dentro de la edificación, matemáticamente se expresa con la siguiente ecuación:

$$\bar{\tau}_p = \frac{1}{C(0)} \int_0^{\infty} C(t) dt \quad (48)$$

Donde $C(0)$ es la concentración inicial del aire y $C(t)$ es la concentración del aire dada en un punto dentro de la habitación como una función del tiempo (t).

El método de estado estable puede utilizarse para calcular $\bar{\tau}_p$, donde $\bar{\tau}_p$ se considera como una cantidad pasiva que no influye en el flujo [102]. El software Fluent calcula la distribución de $\bar{\tau}_p$ resolviendo el transporte para un escalar definido por el usuario [86]. La ecuación convección-difusión en estado permanente para un escalar definido por el usuario está dada como:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \Phi_i - \Gamma_i \nabla \Phi_i) = S_{\Phi_i} \quad (49)$$

Donde \vec{v} y ρ son la velocidad y densidad del fluido, Φ_i es el escalar a resolver ($\bar{\tau}_p$), S_{Φ_i} es el termino Fuente del escalar, Γ_i es la difusividad del escalar. El valor de Γ_i puede calcularse a partir de la viscosidad efectiva del aire (μ_{eff}) y del número de Schmidt turbulento (Sc_t) como:

$$\Gamma_i = 2.88 \times 10^{-5} \rho + \frac{\mu_{eff}}{Sc_t} \quad (50)$$

Además, para el cálculo de $\bar{\tau}_p$ por medio del método estable, debe de considerarse un criterio de convergencia más estricto a los valores predeterminados por el software Fluent [103].

2.8 Índices de confort térmico

Los índices PMV y PPD representan la sensación térmica media del sujeto respecto a su entorno.

2.8.1 Voto medio predicho (PMV)

El PMV es un índice que predice el valor medio de los votos de un gran número de personas sobre una escala de 7 puntos de sensaciones térmicas, que va desde muy frío a muy caliente, ver Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Escala de sensación térmica de siete puntos

+3	Muy caliente
+2	Caliente
+1	Ligeramente caliente
0	Neutra
-1	Ligeramente frío
-2	Frío
-3	Muy frío

El PMV es una función de la tasa metabólica (M) y las ganancias y pérdidas de energía (L) del cuerpo humano, matemáticamente se define de la siguiente manera [104]:

$$PMV = 0.303 \cdot [\exp(-0.036 \cdot M) + 0.028] \cdot L \quad (51)$$

Donde las ganancias y pérdidas de energía (L) se calculan de la siguiente manera:

$$L = \{(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6.99 \cdot (M - W) - P_a] - 0.42 \cdot [(M - W) - 58.15] - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - P_a) - 0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) - 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad (52)$$

Donde M es la tasa metabólica dada en W/m^2 , W es la potencia mecánica efectiva dada en W/m^2 , P_a es la presión parcial de vapor de agua dada en Pascales, t_a es la temperatura del aire en $^{\circ}C$, f_{cl} es el factor del área de la superficie de la ropa, t_{cl} es la temperatura de la superficie de la ropa dada en $^{\circ}C$, \bar{t}_r es la temperatura media radiante en $^{\circ}C$, h_c es el coeficiente de transferencia de calor dado en W/m^2K . Los factores f_{cl} , t_{cl} y h_c se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1.00 + 1.290I_{cl}, & I_{cl} \leq 0.078 \text{ m}^2K/W \\ 1.05 + 0.645I_{cl}, & I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2K/W \end{cases} \quad (53)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \{3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)\} \quad (54)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25}, & 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}}, & 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (55)$$

Donde I_{cl} es el aislamiento de la ropa dado en m^2K /W y v_{ar} es la velocidad de aire en m/s .

Las ecuaciones para t_{cl} y h_c deben de ser resueltas de manera iterativa. Además, las ecuaciones anteriores se utilizan para edificios con sistemas HVAC. Para edificios con ventilación natural, Fanger y Toftum [105] reportaron un factor de expectativa que debe multiplicar a la ecuación 51. Cuando el clima es cálido la mayor parte del año o todo el año, el factor de expectativa es 0.5, de lo contrario, es 0.9-1.0.

2.8.2 Porcentaje predicho de insatisfechos (PPD)

El PPD es un índice que establece una predicción cuantitativa del porcentaje de personas térmicamente insatisfechas que se sienten demasiado frías o demasiado calientes. Para considerar un ambiente térmicamente neutro el valor del PPD debe de ser menor al 10.0%, ver Fig 2.1. Por otro lado, la ISO7730 estipula que las personas consideradas térmicamente insatisfechas son aquellas que votarán caliente, muy caliente, frío y muy frío.

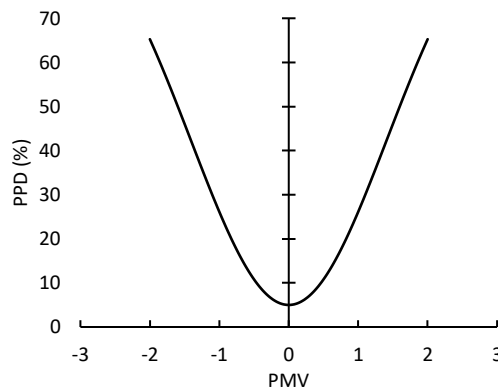


Fig. 2.3 PPD como una función de PMV

El PPD está en función del PMV y puede calcularse con la siguiente ecuación [104]:

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.03353 \cdot PMV^2) \quad (56)$$

2.9 Malla computacional

La generación de la malla es la parte más importante en la preparación de un modelo para simulación CFD [83]. Para obtener resultados numéricos confiables se debe de buscar cumplir con las propiedades deseables de una malla computacional, las cuales se describen en esta sección. Sin embargo, una malla deseable por lo general implica un alto número de elementos, y esto a su vez, un alto costo computacional. Además, la precisión

numérica de la solución dependerá del número de elementos de la malla, por lo que es recomendable realizar un estudio de independencia de malla.

2.9.1 Propiedades deseables de las mallas

La exactitud de una solución numérica, así como la estabilidad o convergencia depende, en parte, de las propiedades de la malla computacional. Las características deseadas de la malla están relacionadas a la ortogonalidad, espaciado de malla, suavidad y alineamiento de las líneas de malla y las líneas de corriente. Dichas propiedades se describen a continuación [84]:

Ortogonalidad: Es aconsejable disminuir la desviación de la ortogonalidad para disminuir la influencia de los términos de las derivadas cruzadas que aparecen en las ecuaciones discretas. Sin embargo, si se utilizan mallas no-ortogonales es recomendable tomar un buen esquema de interpolación.

Espaciado de línea: La exactitud de los esquemas de interpolación se ven afectados por el espaciado de línea. En flujos con configuraciones complejas donde existen zonas con fuertes gradientes de la variable es recomendable un refinamiento de malla. Mientras que en zonas con bajos gradientes, una malla gruesa podría ser suficiente. Otro parámetro de espaciado de malla es la **relación de aspecto**, la cual no debe de exceder de 10. De lo contrario se pueden generar coeficientes negativos en las derivadas cruzadas, afectando así la estabilidad de la solución del método y la determinación de la solución.

Suavidad: esta propiedad se refiere al cambio relativo en la dirección de un volumen de control al adyacente. Esto afecta la exactitud del método de interpolación empleado para calcular los valores de la variable en sus locaciones aparte de los nodos, donde se almacena información.

Líneas de malla y alineamiento de las líneas de corriente. La exactitud de la malla se afecta por la oblicuidad de la malla y de la línea de corriente, y su alineamiento es una propiedad deseable. Para esto es deseable conocer el fenómeno involucrado (líneas de corriente) por medio de una malla inicial.

2.9.2 Índice de convergencia de malla (GCI)

Para asegurar una reducción en los errores de discretización y una optimización en el tiempo de cómputo es necesario realizar un estudio de independencia de malla. Esto implica evaluar diferentes tamaños de malla, de tal manera que a partir de cierto tamaño de malla los resultados sean independientes del número de elementos de la malla. Para un análisis formal de independencia de malla se recomienda evaluar tres tamaños de malla diferentes: gruesa, básica y fina.

Se puede calcular una estimación del error de la variable de interés de la malla básica (ϕ_2) con respecto a las mallas gruesa (ϕ_3) y fina (ϕ_1), utilizando el índice de convergencia de malla (GCI) propuesto por Roche [106, 107, 108]:

$$GCI_{\text{básica-fina}} = F_s \left(\frac{|\phi_1 - \phi_2|/\phi_3}{1 - (r_{21})^P} \right) \quad (57)$$

Donde F_s es un factor de seguridad, siendo $F_s = 1.25$ un valor recomendable para el análisis de tres tamaños diferentes de malla [107]. P es el orden de precisión, que es igual al orden del esquema de discretización y r es la tasa de refinamiento de la malla.

Para valores lineales de r se recomienda un valor igual a $\sqrt{2}$ [109, 110, 111]. Sin embargo, para mallas no uniformes, es recomendable que la tasa de refinamiento sea mayor a 1.3. Este valor se basa en la experiencia y no en una derivación formal [108]. Por esta razón, algunas veces es válido tomar valores aún más pequeños. [112, 113]. Por otro lado, cuando más de tres mallas se analizan, la tasa de refinamiento suele ser menor a 1.3 [24, 76, 114]. El valor de r se puede calcular con la siguiente ecuación [108]:

$$r = h_{m,\text{fina}}/h_{m,\text{básica}} \quad (58)$$

Donde h_m es el tamaño representativo de la celda o malla. Puede calcularse en función del volumen de la celda (ΔV_i) o del área de la celda (ΔA_i) para casos tridimensionales o bidimensionales, respectivamente [108]:

$$h_m = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3} ; \text{ caso tridimensional} \quad (59)$$

$$h_m = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta A_i) \right]^{1/2} ; \text{ caso bidimensional} \quad (60)$$

Cuando el valor de r no es contante, el exponente P de la Ec. (57) puede calcularse de manera iterativa con la siguiente ecuación [108, 115]:

$$P = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln|\epsilon_{32}/\epsilon_{21}| + \ln \left[\frac{r_{21}^P - (1 \cdot \text{sgn}(\epsilon_{32}/\epsilon_{21}))}{r_{32}^P - (1 \cdot \text{sgn}(\epsilon_{32}/\epsilon_{21}))} \right] \right| \quad (61)$$

Donde, $\epsilon_{32} = (\phi_3 - \phi_2)$ y $\epsilon_{21} = (\phi_2 - \phi_1)$ indican la diferencia en la solución numérica en mallas progresivamente más finas. $\phi_{1,2,3}$ son las soluciones numéricas generadas en un mismo punto en la malla fina, básica y gruesa, respectivamente.

En este método, también se suele reportar el valor extrapolado de las variables de interés (ϕ_{ext}^{21}), el error relativo aproximado (e_a^{21}) y el error relativo extrapolado (e_{ext}^{21}), los cuales se calculan con las siguientes ecuaciones [108]:

$$\phi_{ext}^{21} = (r_{21}^P \phi_1 - \phi_2)/(r_{21}^P - 1) \quad (62)$$

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (63)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (64)$$

2.10 Cálculo de incertidumbre experimental

Para evaluar de una forma operativa la incertidumbre de una medida, deben verse los valores obtenidos en una medición desde el punto de vista de la teoría de la probabilidad. Siguiendo la guía para la expresión de la incertidumbre en la medida (GUM) podemos agrupar las componentes de incertidumbre en dos categorías según el método de evaluación, “tipo A” y “tipo B” [116]. La clasificación en tipo A y tipo B no implica ninguna diferencia de naturaleza entre las componentes de estos tipos, consiste únicamente en dos formas diferentes de evaluar las componentes de incertidumbre, y ambos se basan en distribuciones de probabilidad [116, 117].

2.10.1 Evaluación tipo A

La evaluación tipo A de la incertidumbre se utiliza cuando se realizan n observaciones independientes entre sí de una de las magnitudes de entrada x_i bajo las mismas condiciones de medida. Por lo tanto, se estima con base en la dispersión de los resultados individuales. Entonces, la incertidumbre estándar se puede calcular con la siguiente ecuación [116, 117]:

$$u(x_i) = \frac{1}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (q_k - \bar{q})^2} \quad (65)$$

Donde n es el número de observaciones, k es el número de observación o medición, q_k es el valor de la medición y \bar{q} es el promedio de todas las mediciones realizadas.

2.10.2 Evaluación tipo B

La evaluación tipo B de la incertidumbre típica se utiliza cuando la estimación x_i de una magnitud de entrada no ha sido obtenida a partir de observaciones repetidas. Entonces, las fuentes de incertidumbre tipo B son cuantificadas usando información externa u obtenida por experiencia. Estas fuentes de información pueden ser [116, 117]:

- Certificados de calibración.
- Manuales del instrumento de medición, especificaciones del instrumento.
- Normas o literatura.
- Valores de mediciones anteriores.
- Conocimiento sobre las características o el comportamiento del sistema de medición.

Más información de este método puede encontrarse en la guía para la expresión de la incertidumbre en la medición [116].

2.10.3 Incertidumbre propagada

En la mayoría de los casos, el mesurando no se mide directamente, sino que se calcula a partir de otras variables medidas, por ejemplo: el número de Nuseelt, el coeficiente de transferencia de calor, el calor específico, temperatura de bulbo húmedo, etc. En estos casos la incertidumbre se calcula como una propagación de las incertidumbres de las variables conocidas. Holman [118] propone el cálculo de la incertidumbre propagada por medio de la siguiente ecuación:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (66)$$

Donde w_1, w_2, \dots, w_n son las incertidumbres de las variables independientes y R es una función de las variables independientes x_1, x_2, \dots, x_n .

Capítulo III

Descripción experimental de los estudios realizados

En este capítulo se describe el diseño experimental de los estudios realizados, los cuales se utilizan para obtener información importante en cada fenómeno estudiado y además permiten validar las simulaciones numéricas. Por esto último, el estudio experimental es de vital importancia y su metodología depende principalmente del problema estudiado, entonces esto define la complejidad del diseño del experimento.

3.1 Descripción experimental del estudio de convección natural en la caseta CAGETEV

Diversos trabajos han estudiado de manera experimental la convección natural en cavidades, como el problema Rayleigh-Bérnard [119, 120, 121], la cavidad calentada diferencialmente de manera vertical [122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131], sujeta a rotación [132], con condiciones de frontera periódicas [133], fronteras en movimiento [134], o cavidades con aletas [135]. En general, la mayoría de los trabajos fueron realizados a escala reducida, en laboratorios y bajo condiciones controladas. En el presente trabajo el diseño experimental de la habitación (cavidad) bajo estudio es a escala completa y su tamaño es representativo de una habitación típica de México, ver Fig. 3.1a. Las dimensiones exteriores de la habitación son 3 m de largo y ancho y 2.5 m de alto, mientras que las dimensiones interiores son 2.7×2.7×2.2 m.

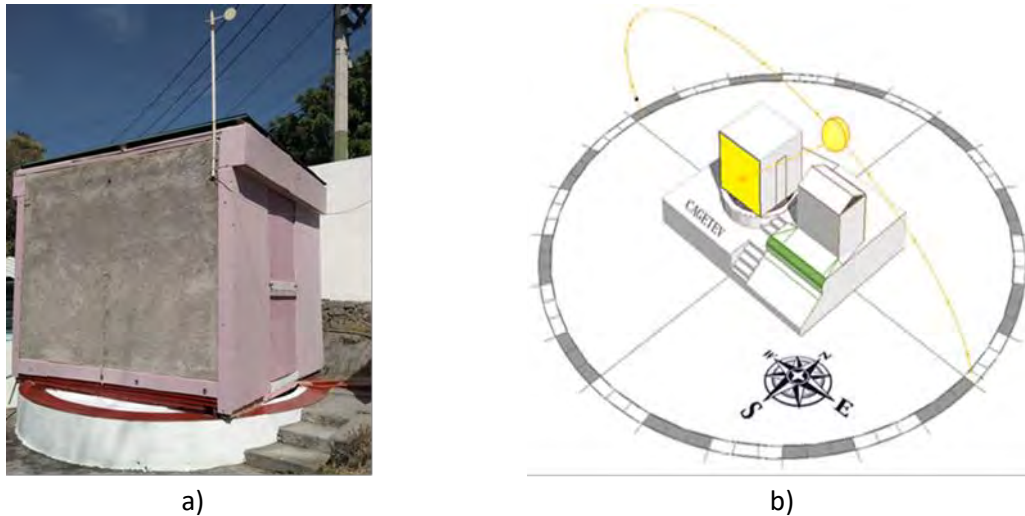


Fig. 3.1 a) Caseta experimental representativa de una habitación prototipo; b) orientación de la caseta experimental

La cavidad fue construida utilizando materiales típicos de la región y cuenta con un mecanismo que le permite ser orientada a disposición. La pared expuesta al ambiente se encuentra orientada al sur, para así aprovechar la mayor incidencia solar sobre esta pared durante el invierno, ver Fig. 3.1b. Además, se encuentra sometida a calentamiento diurno y enfriamiento nocturno, lo que produce una oscilación en la temperatura interior de la cavidad. El piso, techo y paredes orientadas al este y oeste se encuentran aisladas térmicamente con placas de poliestireno extruido ($k_t=0.0288 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) para disminuir las ganancias y pérdidas de energía, ver Fig. 3.2a. La pared orientada al norte tiene un intercambiador de calor con agua como fluido de trabajo para mantener una temperatura menor a la pared sur, ver Fig. 3.2b. El intercambiador está construido con tubo de cobre con 0.0127 m de diámetro y longitud de 56.49 m y el flujo que circula por él tiene una velocidad de 1.32 m/s.

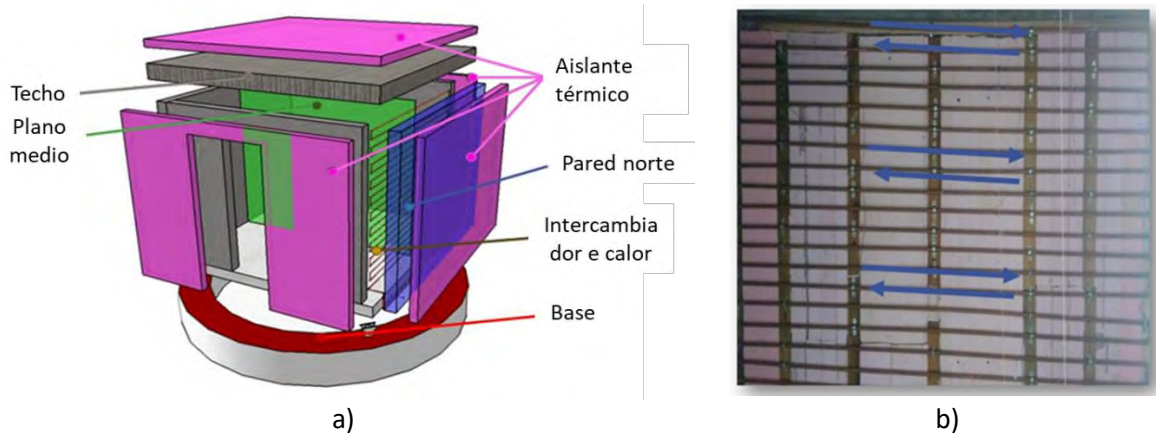


Fig. 3.2 a) Partes que conforman la caseta experimental, b) intercambiador de calor en la pared norte

De acuerdo con la revisión de la literatura, para la medición de temperatura en cavidades con convección natural, se ha utilizado interferometría laser [119, 120, 121, 126, 131, 136, 137], un sensor que se mueve sobre diversos puntos por medio de un mecanismo [122, 123, 124, 125, 127, 128, 129] y en algunos otros casos se utilizan diversos sensores colocados estratégicamente de manera fija [130, 132, 133, 134, 135]. Debido a que en este trabajo se estudia un fenómeno transitorio y dadas las dimensiones de la habitación, se optó por utilizar diferentes termopares colocados de manera fija en el interior. Se considera que esta estrategia ha demostrado no ser tan intrusiva como se creía [133]. Además, la distribución en el plano medio de los termopares está inspirada en el trabajo de Mahdavi *et. al.* [130], considerando además la capa límite térmica. La distribución de los sensores en el plano medio de la cavidad se muestra en la Fig. 3.3a. El sensor de velocidad se colocó a 0.5 cm de la pared sur a una altura de 1.65 m, esta posición es donde se llegaron a registrar las velocidades máximas.

Los sensores utilizados para medir la temperatura fueron termopares tipo J y K, con incertidumbres estándar de $\pm 0.5^\circ\text{C}$. Para medir la velocidad del aire se utilizó un anemómetro de hilo caliente marca omega FMA900A, el cual mide velocidades en el rango de 0 a 2.5 m/s con una precisión del 2.0%. La calibración de los termopares se realizó en un rango de 5.0 a 70.0 $^\circ\text{C}$, con la ayuda del sistema de calibración de NI-DAQ de National Instruments y de un baño térmico VWR 1167. La calibración del anemómetro se realizó en un túnel de viento tipo Eiffel de circuito abierto alojado dentro de una habitación sellada herméticamente. El coeficiente de determinación (R^2) en ambas calibraciones fue de 0.99.

La adquisición de datos se realizó con un sistema National Instruments (NI SCXI-1000, 1102, 1300), ver Fig. 3.3b. Las mediciones experimentales se realizaron durante diferentes periodos de tiempo los cuales variaron entre, 22 y 24 horas aproximadamente. Los intervalos de medición fueron cada minuto. Para este trabajo se seleccionó el periodo que registro la mayor diferencia de temperatura entre la pared norte y la pared sur; dicho

periodo se registró entre el 2 y 3 de mayo de 2021, donde las condiciones climáticas fueron favorables para obtener dicho gradiente de temperatura.

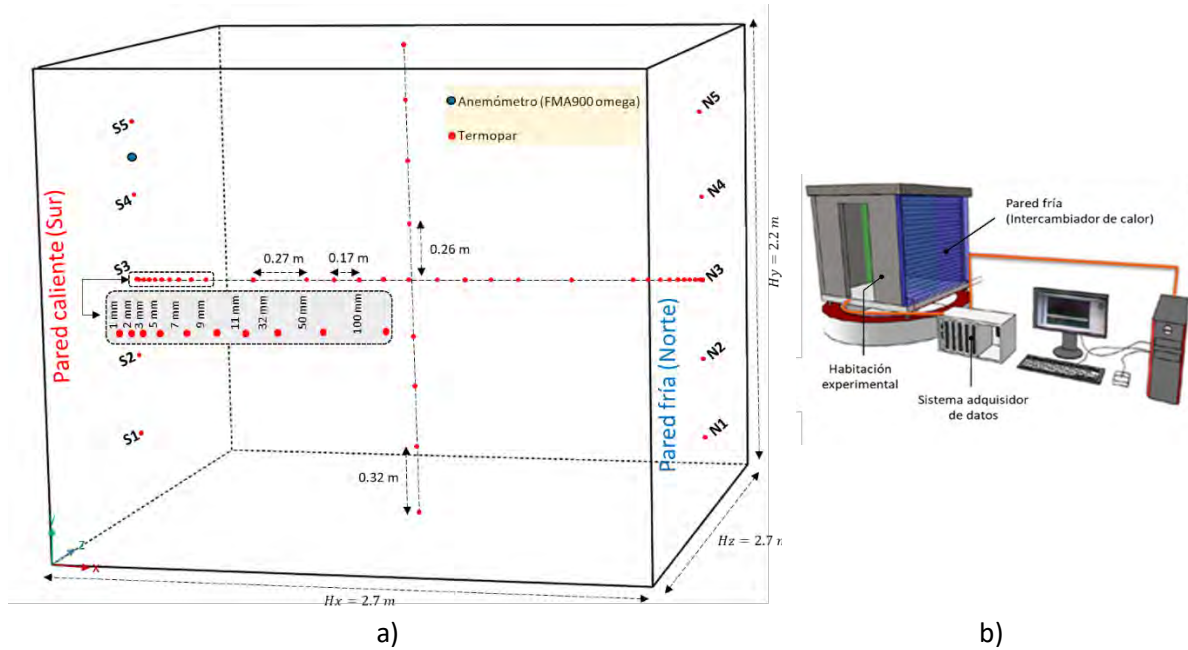


Fig. 3.3 a) Distribución y posición de termopares en el plano medio de la habitación bajo estudio, b) sistema experimental completo

3.2 Descripción experimental del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación

Las torres de viento se suelen colocar en el techo [32, 34, 46, 74, 76, 79, 80] o en los laterales [31, 33, 36, 41, 39, 40, 60, 62, 63, 65] de la habitación. En ambos casos se consigue un buen rendimiento en cuanto a ventilación y confort térmico en el interior de la habitación. La Tabla 3.1 muestra el tamaño y las proporciones de las torres de viento laterales y los sistemas TV-H en diferentes trabajos. De acuerdo con la Tabla 3.1, el canal de entrada de las torres de viento laterales tiene relaciones de aspecto entre alto y ancho (H/W) y alto y largo (H/L) en el rango 6.25-14.87 y 4.5-14.87, respectivamente. Además, para los sistemas TV-H a escala completa, los cambios de aire por hora (ACH) en función de la velocidad (u) son por lo menos iguales a $57.6u$.

Este trabajo considera una torre de viento lateral con una altura de 3.85 m y un área de captación de 0.504 m^2 . Las relaciones de aspecto en el canal de entrada de la torre son $H/W=12.32$ y $H/L=6.41$; ambos se encuentran dentro de los valores reportados en la literatura. Además, es capaz de proporcionar cambios de aire por hora mayores que los informados en los sistemas TV-H de escala completa [62, 63]. Además, la torre tiene un techo curvo; se ha demostrado que este tipo de techo aumenta su eficiencia considerablemente [31, 32, 33, 34], ver Fig. 3.4a. La torre es de madera OSB de 10 mm de

espesor y está pintada de blanco para reducir la ganancia de calor por la radiación solar incidente. La torre se acopló a la habitación descrita en la sección 3.1 (caseta CAGETEV), el sistema TV-H se muestra en la Fig. 3.4b.

Tabla 3.1 Tamaño y proporciones de torres de viento laterales y sistemas TV-H en diferentes trabajos

	TV Altura (H) (m)	TV Ancho (W) (m)	TV Largo (L) (m)	Razón de aspecto (H/W)	Razón de aspecto (H/L)	Tamaño de la habitación (m ³)	ACH en función de la velocidad
Pearlmutter <i>et al.</i> [31]	10	1	1	10	10	-	-
Bahadori <i>et al.</i> [60]	8	1	1	8	8	-	-
Kalantar [63]	10	1.5	1.5	6.67	6.67	-	-
Saffari and Hosseinnia [65]	18	1	1	18	18	62.5	57.6u
Reyes <i>et al.</i> [33]; Hosseini <i>et al.</i> [36].	9	-	2	-	4.5	-	-
Poshtiri and Mohabbati [62]	14.87	1	1	14.87	14.87	50	72u
Varela-Boydo and Moya [41]; Varela- Boydo <i>et al.</i> [39, 40]	0.3	0.048	0.027	6.25	11.11	0.0064	3240u
Presente trabajo	3.85	0.3125	0.6	12.32	6.41	16.038	113.13u

El sistema TV-H fue instrumentado (Fig. 3.5) para medir la velocidad del aire en diferentes puntos de interés y perfiles de temperatura en una línea horizontal y vertical en el plano medio de la habitación; considerando capas límite adyacentes a los muros sur y norte en el perfil horizontal. Los sensores utilizados para medir la temperatura fueron termopares tipo J y T y fueron calibrados con el sistema National Instruments en un rango de 5 a 55 °C con una incertidumbre estándar de ± 0.5 °C. Los sensores utilizados para medir la velocidad del aire fueron anemómetros de hilo caliente FMA901R-MA (a₁-a₇), que miden la velocidad de 0 a 2.5 m/s con una precisión del 2.0%. La calibración de los anemómetros se realizó en un túnel de viento tipo Eiffel de circuito abierto alojado dentro de una habitación sellada herméticamente. El coeficiente de determinación (R²) en ambas calibraciones fue de 0.99.

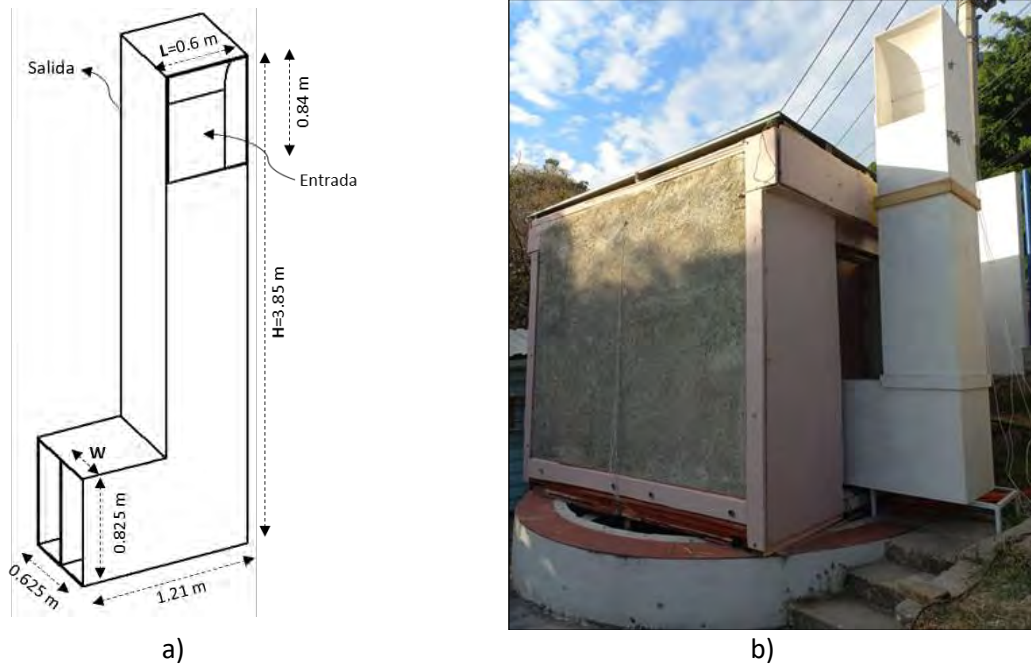


Fig. 3.4 a) Esquema y dimensiones interiores de la torre estudiada en este trabajo, b) fotografía del sistema torre de viento-habitación estudiado en este trabajo

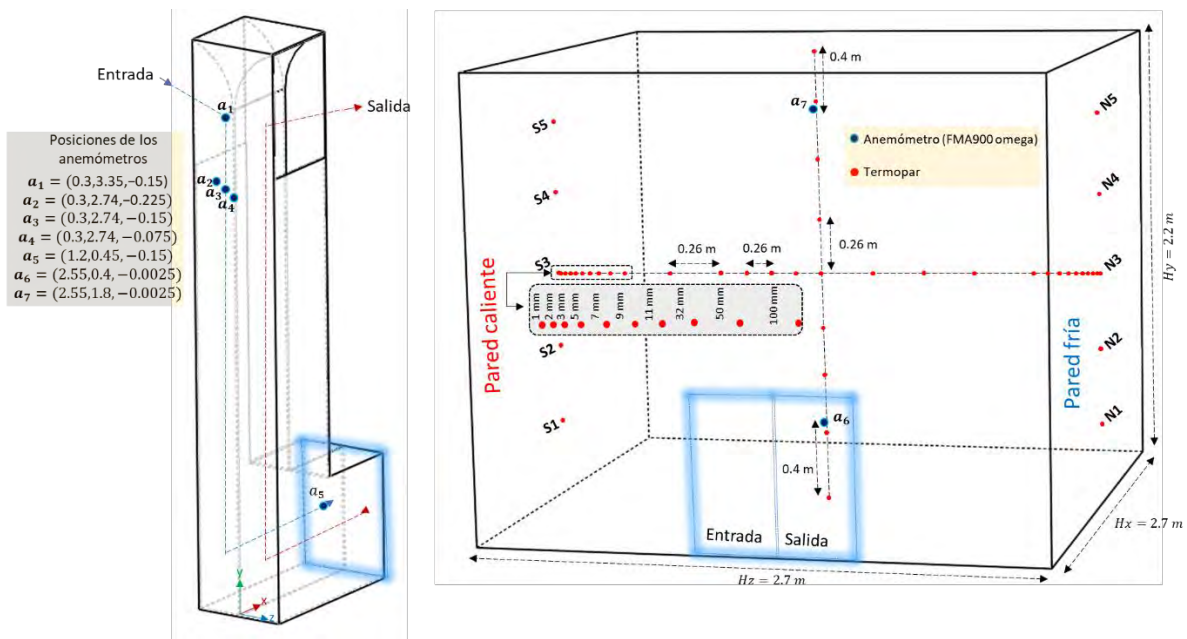


Fig. 3.5 Diseño experimental del sistema TV-H estudiado en este trabajo

El anemómetro a_1 se colocó en la entrada de la torre de viento; los anemómetros a_2 , a_3 y a_4 se colocaron en un perfil horizontal en la parte superior del canal de entrada, en este perfil se encuentran mayores gradientes de velocidad [33]; el anemómetro a_5 se colocó a la salida de la torre y los anemómetros a_6 y a_7 se colocaron en la parte inferior y superior de la habitación, respectivamente. Estos anemómetros (a_5 - a_7) fueron colocados en esta posición con el propósito de medir la velocidad del aire en la corriente principal; estas

posiciones fueron definidas con estudios CFD preliminares. El anemómetro a_1 mide la componente de velocidad w ; a_2 , a_3 y a_4 la componente de velocidad v ; y a_5 , a_6 y a_7 la componente de velocidad u .

3.3 Descripción experimental del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación con humidificación

El flujo de dos fases en un sistema de enfriamiento evaporativo tipo spray suele ser complejo, además está influenciado por muchos parámetros como la velocidad, temperatura y humedad relativa de la fase continua, las características de las gotas, y las interacciones de la fase continua con la fase discreta. La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta valiosa para evaluar el rendimiento del enfriamiento evaporativo mediante sistemas de rociado de agua. Sin embargo, la validación de los resultados numéricos es importante para la obtención de datos confiables.

El estudio experimental se dividió en dos; en el primero se implementó un medio humidificador tipo espray a la torre de viento descrita en la sección 3.2, sin estar la torre acoplada a la habitación. Este estudio se llevó a cabo para conocer los parámetros de la humidificación no conocidos. En el segundo estudio experimental, la torre junto con el medio humidificador se acopló a la habitación del sistema TV-H descrito en la sección 3.2. Esto último para validar la metodología CFD de la convección mixta con humidificación en el sistema TV-H.

3.3.1 Primer estudio experimental (humidificación en torre de viento)

Se realizó un experimento, donde un humidificador tipo espray se colocó en una torre de viento tradicional. En la Fig. 3.6 se muestra la torre de viento experimental. El aire fue suministrado por un ventilador de 0.5 m de diámetro, el centro del ventilador se colocó a una altura de 3.42 m, separado 1.45 m de la ventana de entrada de la torre de viento. El humidificador se colocó en el centro del canal de entrada de la torre de viento a una altura de 2.96 m.

La torre de viento fue instrumentada en la entrada y salida para medir la velocidad del aire a la entrada, y temperatura y humedad relativa a la salida, ver Fig. 3.7. A la entrada se colocaron 3 anemómetros de la marca omega (FMA900) cuya precisión es $\pm 2.0\%$, estos estaban alineados verticalmente en el centro de la ventana, ver Fig. 3.7b. Para medir la temperatura y humedad relativa a la salida de la torre de viento, se colocaron 8 termopares tipo K y 8 sensores de humedad HIH-4000, la incertidumbre de estos es de ± 0.5 °C y $\pm 3.5\%$ respectivamente. La posición de los sensores a la salida se estableció conforme al trabajo de Sureshkumar *et al.* [138], ver Fig. 3.7c.



Fig. 3.6 Fotografía de la torre de viento con sistema de humidificación

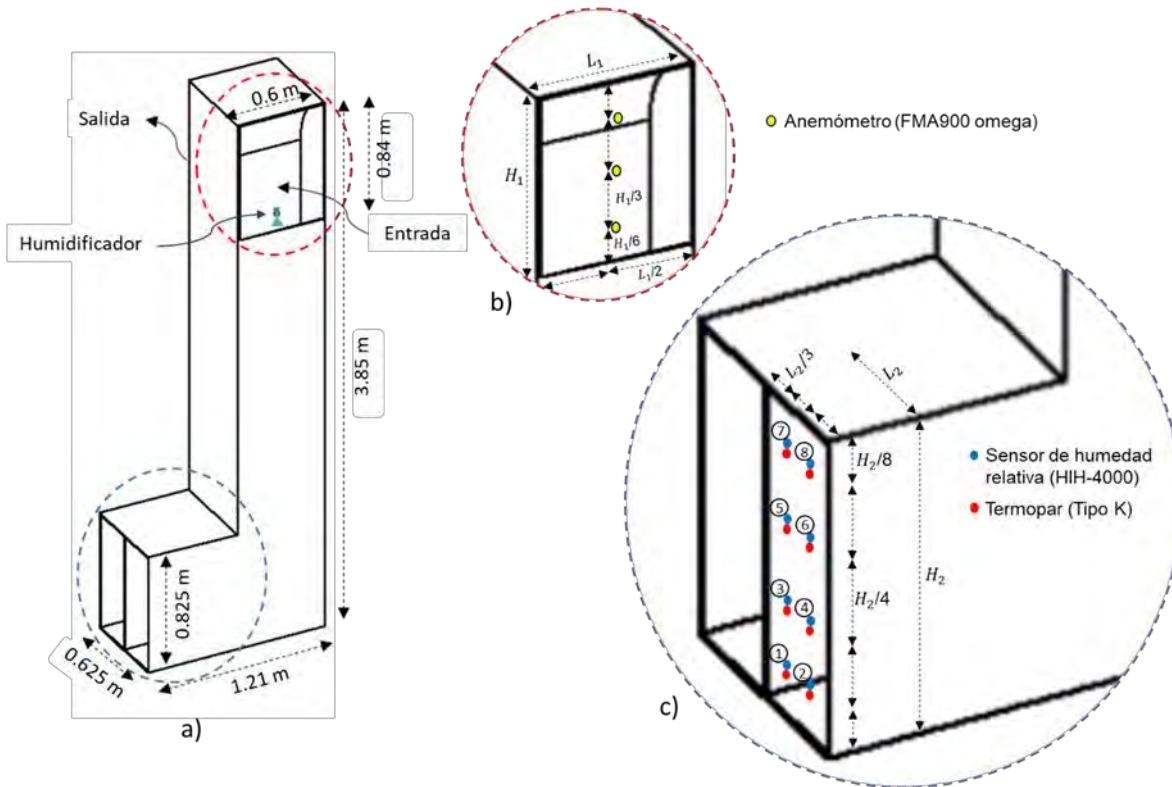


Fig. 3.7 Diseño del primer experimento, a) dimensiones de la torre de viento experimental, b) posición de los anemómetros en la entrada de la torre de viento, c) numeración y posición de los sensores de temperatura y humedad relativa a la salida de la torre de viento

Este diseño permite además conocer la temperatura de bulbo húmedo (TBH) en la salida, con base a las mediciones de temperatura de bulbo seco (TBS) y humedad relativa (HR). La incertidumbre propagada de la TBH se calculó con la Ec. (66), considerando la ecuación psicrométrica [139] y la ecuación de Ferrel [140], resultando en ± 1.89 °C. Para este cálculo de incertidumbre se consideraron incertidumbres de ± 0.5 °C, 3.5%, 0.005% [141], 2×10^{-5} °C⁻¹ [140] y 0.032% [141] para la TBS, humedad relativa, presión de vapor de saturación, coeficiente psicrométrico y presión del aire, respectivamente.

Para la humidificación del aire se utilizó un humidificador tipo spray de cono sólido, las propiedades del sistema de humidificación se muestran en la Tabla 3.2. El humidificador se colocó en el centro del área transversal al inicio del canal de captación de la torre de viento, a una altura de 2.92 m. El suministro de agua se realizó con una bomba de corriente directa, capaz de suministrar un flujo másico de 0.012 kg/s con una diferencia presión de 0.8 MPa. La temperatura del agua utilizada en el experimento fue de 32.9 °C.

Tabla 3.2 Parámetros y características conocidas del sistema humidificador utilizado en este trabajo

Tipo	Cono sólido
Flujo másico	0.012 kg/s
Temperatura del agua	32.9 °C
Diámetro de descarga de la boquilla	1 mm
Diferencia de presión ΔP	0.8 MPa
Angulo de inyección	95°

3.3.2 Segundo estudio experimental (humidificación en el sistema TV-H)

En el segundo experimento se consideró la convección mixta en el sistema TV-H con humidificación. El estudio se realizó para obtener datos experimentales antes y después de la humidificación. El sistema TV-H es el mismo que el presentado en la sección 3.2. Sin embargo, para este estudio se implementaron tres sensores de velocidad de aire a la entrada de la torre de viento, la posición de estos sensores sobre la torre es la misma que en el primer experimento. También se agregaron siete sensores de humedad relativa en el perfil horizontal del plano medio de la habitación. Estos sensores se utilizaron para el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo. En este experimento se utilizó el ventilador del primer experimento, pero esta vez se colocó a una altura de 3.33 m, separado de la ventana de entrada de la torre de viento por una distancia de 1.3 m. El humidificador se mantuvo en la misma posición que en el primer experimento. La Fig. 3.8 muestra el diseño del segundo experimento.

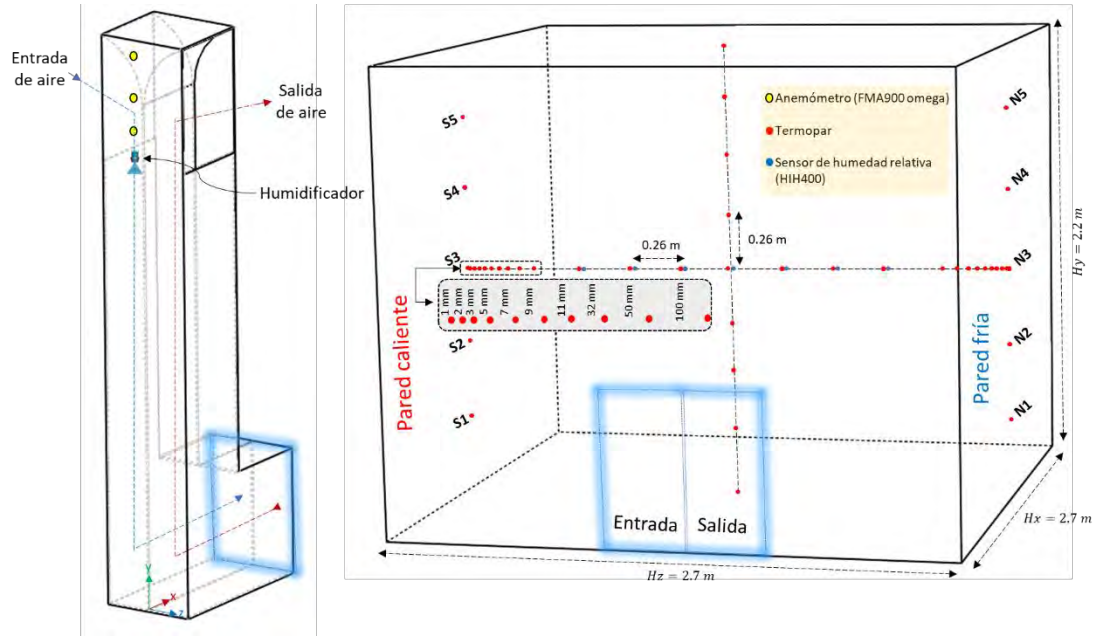


Fig. 3.8 Diseño del segundo experimento (sistema TV-H con humidificación)

Capítulo IV

Descripción CFD de los estudios realizados

En este capítulo se describe la configuración CFD de cada uno de los estudios numéricos realizados. Además, se presenta el análisis de independencia de malla.

4.1 Descripción CFD del estudio de convección natural en la caseta CAGETEV

4.1.1 Configuración CFD

Para el estudio numérico se consideró flujo bidimensional y tridimensional. Se seleccionó ANSYS Fluent como herramienta para simular los campos de flujo y temperatura. Esta herramienta ha demostrado ser confiable para resolver el problema de la cavidad calentada diferencialmente [135, 142, 143, 144, 145]. El software Fluent se utilizó para resolver las ecuaciones gobernantes de masa, momentum y energía para el flujo de aire. Además, se consideró la aproximación de Boussinesq para el cálculo de la densidad del aire. Se utilizó el modelo k-omega SST propuesto por Menter [93] para resolver las zonas turbulentas del flujo de aire. La selección del modelo de turbulencia se discute en la sección 5.1.1. Las fuerzas de flotación se consideraron en el modelo de turbulencia al activar la opción “Full Buoyancy Effects” en el software Fluent. Las ecuaciones gobernantes, así como las de energía cinética turbulenta y tasa específica de disipación de energía del modelo k-omega SST, se describieron en el Capítulo 2.

Se utilizó el esquema de discretización de segundo orden para los términos convectivos y viscosos de las ecuaciones gobernantes. Se utilizó el algoritmo SIMPLE para el acoplamiento de presión y velocidad. Con respecto a la convergencia de cada simulación, se utilizaron todos los valores estándar que se encuentran en la guía del usuario de ANSYS Fluent [94]. Además, se consideró flujo transitorio, turbulento e incompresible. Por otra parte, en este tipo de estudio las temperaturas no son lo suficientemente altas como para que la radiación sea un mecanismo significativo de transferencia de calor [135, 142, 143, 144, 145], por lo que fue despreciado este mecanismo.

4.1.2 Modelo físico y condiciones de frontera

El modelo físico del caso de estudio se muestra en la Fig. 4.1a; T_N , T_S , T_E y T_O son las temperaturas de las paredes norte, sur, este y oeste, respectivamente; T_{Sup} y T_{Inf} son las temperaturas del techo y piso de la habitación. Las condiciones de frontera térmicas son oscilatorias de primera clase. La mayor diferencia de temperatura se da entre la pared sur y norte, ver Fig. 4.1b. Debido a que utilizar condiciones de frontera experimentales proporciona mejores resultados en las validaciones de los resultados numéricos [146, 147], se optó por acoplar las mediciones realizadas a la simulación numérica por medio de UFDs. Además, se consideró la condición de no deslizamiento en todas las fronteras.

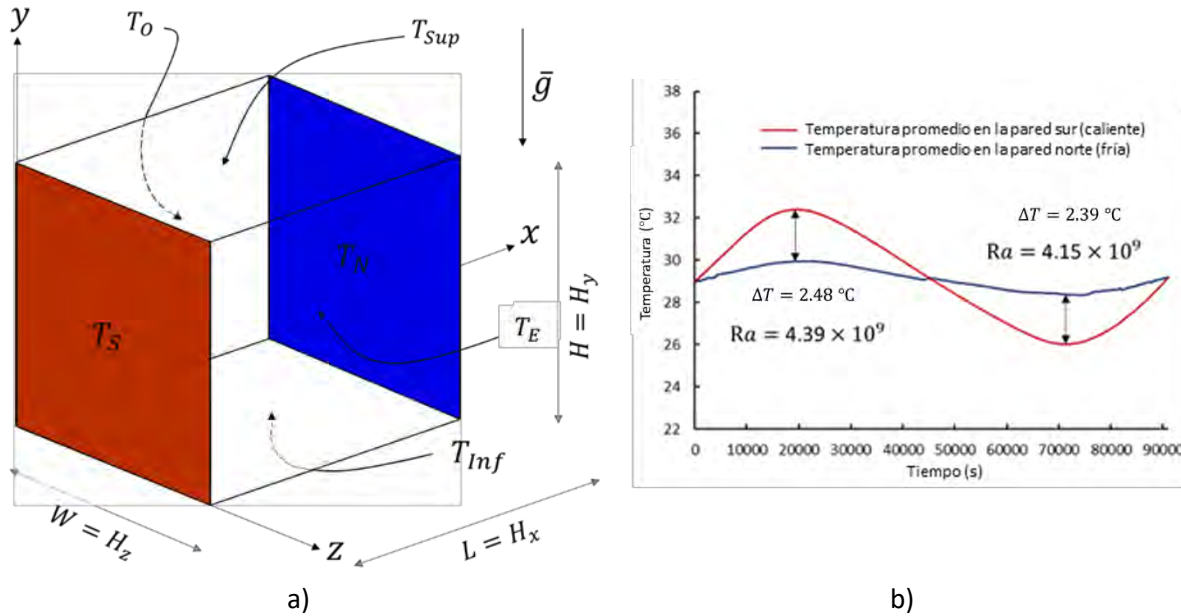


Fig. 4.1 a) Modelo físico, b) diferencia de temperatura entre la pared sur y norte

4.1.3 Malla computacional e independencia de malla

Los modelos computacionales tri y bidimensional fueron mallados con el software ANSYS Meshing, el mallado fue estructurado no uniforme, ver Fig 4.2. Para modelar adecuadamente la capa límite se refinó a un valor de $y^+ \approx 1$. El refinamiento consideró un factor de bias de 10, con una tasa de crecimiento igual a $10(1/n - 1)$ donde n es el número de divisiones [148]. La independencia de malla espacial se realizó con el método GCI, el cual es descrito en la sección 2.9.2. Para la independencia de malla espacial se tomaron en cuenta tres tamaños de malla, los cuales corresponden a una malla fina, básica y gruesa. La tasa de crecimiento entre estas mallas fue de aproximadamente $\sqrt{2}$. Los números de elementos fueron 13689, 9604 y 6724 para la malla 2D y 1331000, 941192, 658503 para la malla 3D. La Tabla 4.1 muestra los cálculos realizados para estimar la incertidumbre de discretización entre la malla gruesa, básica y fina. Los cálculos se realizaron para la velocidad máxima dentro de la cavidad y para el Nu promedio en la pared fría y caliente. En general para la malla básica, se obtuvieron valores GCI menores al 1.83% y 9.69% para el número de Nu y velocidad máxima, respectivamente.

En cuanto a la independencia temporal, el manual de Fluent [94] establece que el paso de tiempo adecuado en convección natural se puede calcular como $\Delta t \leq H^2 / (4 \times \sqrt{RaPr})$ donde H es la longitud característica de la habitación. Aunque el paso de tiempo fue calculado, este se redujo aún más con la finalidad de evitar la posible divergencia del problema, considerándose un $\Delta t = 0.1$ s.

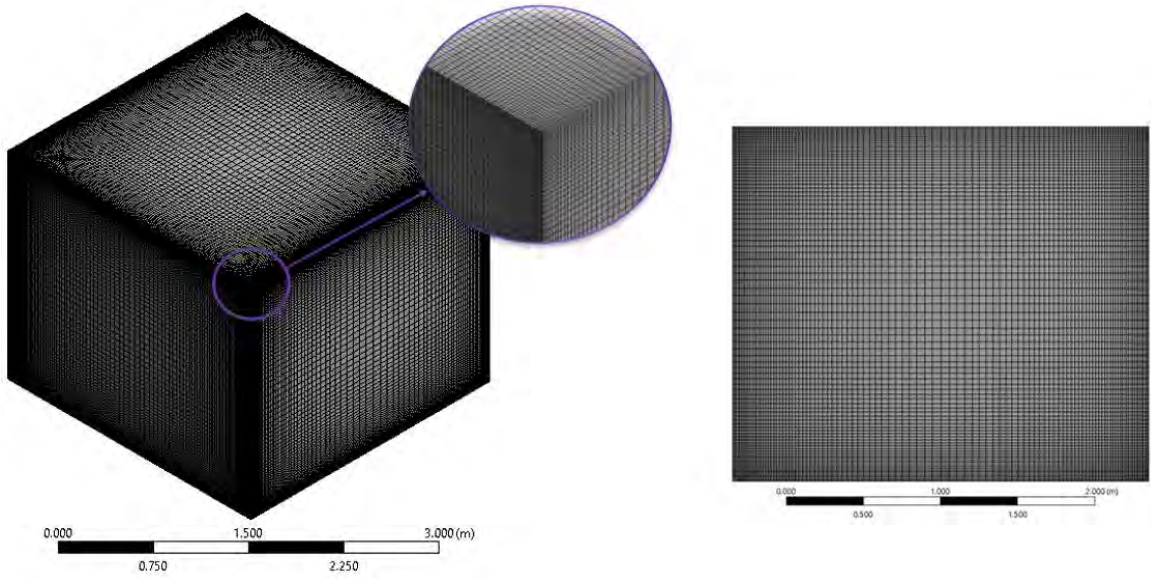


Fig. 4.2 Izquierda: malla utilizada para el caso 3D; derecha: malla utilizada para el caso 2D

Tabla 4.1 Cálculos realizados para estimar las incertidumbres de discretización entre las mallas gruesa, básica y fina

	Malla 2D			Malla 3D		
N_1, N_2, N_3	13689, 9604, 6724			1331000, 941192, 658503		
r_{21}	1.1939			1.1224		
r_{32}	1.1951			1.1264		
	Velocidad máxima (m/s)	Nu promedio (Pared caliente)	Nu promedio (Pared fría)	Velocidad máxima (m/s)	Nu promedio (Pared caliente)	Nu promedio (Pared fría)
\emptyset_1	0.1045230	5.356479	-4.883175	0.1587582	5.638844	-4.770722
\emptyset_2	0.1021878	5.456679	-4.970227	0.1313368	5.709207	-4.750378
\emptyset_3	0.0982918	5.707281	-5.214040	0.1400662	5.844984	-4.919767
P	2.8463	5.5812	5.7590	10.1480	5.3384	17.8596
\emptyset_{ext}^{21}	0.1081	5.2887	-4.8341	0.1711	5.5563	-4.7737
e_a^{21}	2.23%	1.87%	1.78%	17.27%	1.24%	0.43%
e_{ext}^{21}	3.29%	1.28%	1.01%	7.19%	1.48%	0.06%
GCI_{fine}^{21}	4.26%	1.58%	1.26%	9.69%	1.83%	0.08%

4.2 Descripción CFD del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación sin humidificación

4.2.1 Configuración CFD

Para la fase de simulación numérica de este estudio, se seleccionó ANSYS Fluent como herramienta para simular los campos de flujo y temperatura. Con este software se resuelven las ecuaciones gobernantes de masa, momentum, energía y especies químicas para el flujo de aire. La densidad del aire se modela por medio de la ley de los gases ideales incompresibles. El modelo k- ϵ estándar propuesto por Launder y Spalding [89] se utiliza para resolver las zonas turbulentas del flujo de aire. La selección del modelo de turbulencia se analiza en la sección 5.2.1. Además, el modelo de tratamiento de pared mejorada se utiliza para lograr un enfoque adecuado cerca de la pared, el cual es necesario cuando se presenta convección natural, como es el caso. En este modelo de pared, la región cercana a la pared se divide en dos subcapas viscosas y totalmente turbulentas, basadas en el número de Reynolds turbulento. Esta función de pared permite resolver la subcapa viscosa con una malla muy fina (típicamente, el primer nodo cercano a la pared está alrededor de $y^+ \approx 1$). Este enfoque se utiliza para especificar tanto la tasa de disipación de energía como la viscosidad turbulenta en las celdas cercanas a la pared [86]. Las ecuaciones gobernantes, así como las de energía cinética turbulenta y disipación de energía cinética turbulenta del modelo k- ϵ estándar, se describen en el Capítulo 2.

Se utiliza el esquema de discretización de segundo orden para los términos convectivos y viscosos de las ecuaciones gobernantes. El algoritmo SIMPLE se utiliza para el acoplamiento de presión y velocidad. Con respecto a la convergencia de cada simulación, se utilizan todos los valores estándar que se encuentran en la Guía del usuario de ANSYS Fluent [94]. Además, se considera alcanzada la convergencia cuando los residuales no muestran más fluctuaciones perceptibles durante el proceso iterativo. En todos los casos se considera flujo estacionario, turbulento e incompresible. Además, en los sistemas de torres de viento, las temperaturas no son lo suficientemente altas como para que la radiación sea un mecanismo significativo de transferencia de calor [42, 74, 76, 77, 78, 79, 80], por lo que se deprecia este mecanismo.

Para el cálculo de la efectividad de cambio de aire se utilizó la Ec. (46), donde la edad local media del aire se resolvió numéricamente considerándola un escalar definido por el usuario. El escalar se resolvió con la Ec. (49) por medio de UDFs.

4.2.2 Modelo físico y condiciones de frontera

El modelo físico y las condiciones de frontera de este estudio se muestran en la Fig. 4.3. El modelo físico para el estudio paramétrico se muestra en la Fig. 4.3a y la consideración

para la reproducción de los datos experimentales en la Fig. 4.3b. Las condiciones de frontera dinámicas fueron velocidad de entrada y presión de salida para la entrada y la salida de la torre de viento, respectivamente. En todos los muros se utilizan condiciones de pared antideslizantes. La habitación se somete a un calentamiento diferencial a través de una pared fría y otra caliente, que son condiciones de frontera térmicas de primera clase. El techo, el piso y el resto de las paredes se consideran adiabáticos.

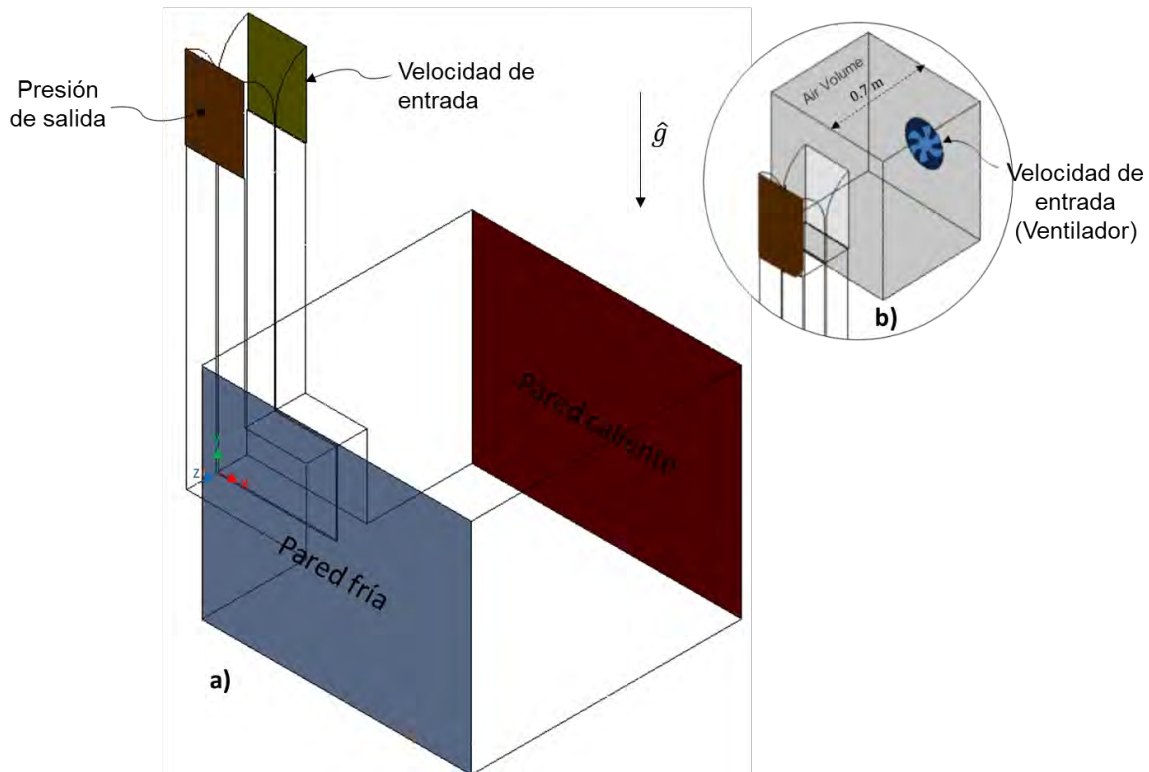


Fig. 4.3 (a) Modelo físico y condiciones de frontera para el estudio paramétrico y (b) consideración para la validación numérica

4.2.3 Casos de estudio para el estudio paramétrico

En este estudio se tienen en cuenta los efectos térmicos y dinámicos en el sistema TV-H; por lo tanto, existen efectos de flotabilidad y de impulso debido a la diferencia de temperatura en las paredes de la habitación (ΔT) y al viento que ingresa a la torre de viento, respectivamente. La Fig. 4.4 muestra los números de Richardson estudiados en función del ΔT y la velocidad del viento. En esta figura también se pueden observar los parámetros ambientales considerados.

Los parámetros variables para este estudio son: 1) la velocidad de entrada del aire en la ventana de la torre de viento, que varió de 0.1 m/s a 2.0 m/s. Se eligieron cinco valores para la velocidad del aire entrante: 0.1, 0.5, 1.0, 1.5 y 2.0 m/s, y sus números de Reynolds correspondientes en la entrada de la habitación están en el rango de 8.57×10^3 a 1.99×10^5 ;

2) la diferencia de temperatura entre la pared caliente y la pared fría (ΔT), que se consideró de 1.0 a 5.0 °C en incrementos de uno, y sus números de Grashof correspondientes dentro de la habitación están en el rango de 2.20×10^9 a 1.31×10^{10} ; la temperatura de la pared fría se fijó a 28.0 °C, y la de la pared caliente se consideró en el intervalo de 29.0 a 33.0 °C; 3) la temperatura del aire de entrada en la torre se consideró de 25.0, 30.0, 35.0 y 40.0 °C; y 4) la humedad relativa del aire de entrada en la torre de 10.0, 25.0, 40.0 y 55.0%. Los diferentes parámetros estudiados dieron como resultado 400 simulaciones diferentes.

Las propiedades termofísicas del aire se consideraron de acuerdo con las tablas mostradas por Cengel y Boles [149]. En cuanto a la evaluación del confort térmico, se consideró ejercicio sedentario ($met=1.2$) de los ocupantes, ropa ligera para clima cálido ($clo=0.5$) y un factor de expectativa de 0.5. Estos últimos valores se contemplan en la Ec. (52).

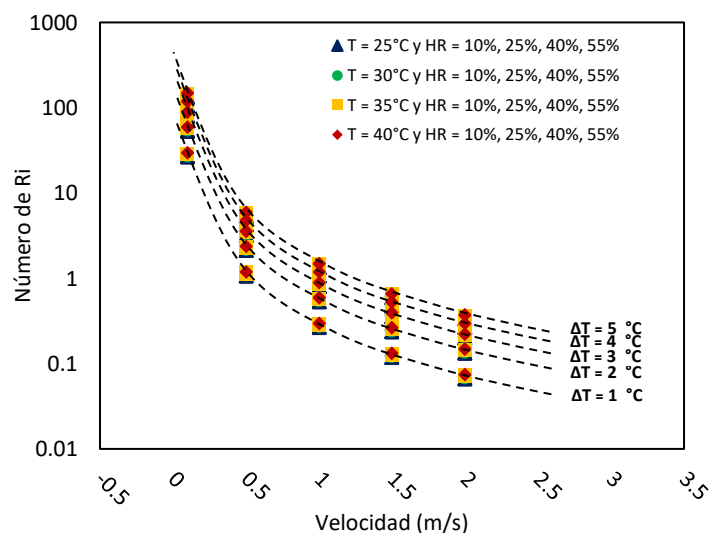


Fig. 4.4 Parámetros ambientales, diferencias de temperatura entre la pared caliente y la pared fría (ΔT) y números de Richardson estudiados en este trabajo

4.2.4 Malla computacional e independencia de malla

El modelo fue mallado por la herramienta ANSYS Meshing donde se generaron tres tipos diferentes de mallas para el análisis de independencia de malla: una malla básica con 1,312,274 elementos, una malla más gruesa con 982,860 elementos y una malla más fina con 1,539,576 elementos. Las mallas utilizadas para las simulaciones fueron estructuradas no uniformes y se refinaron cerca de las capas límite ($y^+ \approx 1.2$), ver la Fig. 4.5a. Se realizó un análisis de independencia de malla para optimizar el tiempo de cálculo y asegurar una buena aproximación numérica. El análisis se realizó por el método GCI (sección 29.2) y se consideró uno de los 400 casos que se muestran en la Sección 4.2.3 ($Ri=0.33$, $T=25.0^\circ\text{C}$ y $HR=10.0\%$). Los perfiles de velocidad normalizada del aire ($U=v/v_{\text{entrada}}$) se analizaron y compararon a lo largo de dos líneas dentro del sistema TV-H, consulte la Fig. 4.5b. En este

trabajo se probaron 5 tamaños de malla diferentes. Sin embargo, para el análisis formal de la independencia de malla, solo se consideraron las últimas tres mallas (gruesa, básica y fina) donde se logró la independencia.

La banda de error del GCI para los perfiles vertical y horizontal se muestra en la Fig. 4.5b. En general se obtuvo un GCI promedio de 0.75% ($U=\pm 0.01$) y 0.32% ($U=\pm 0.005$) entre la malla fina y básica en los perfiles horizontal y vertical, respectivamente. Por lo tanto, la malla básica se considera adecuada para los cálculos numéricos.

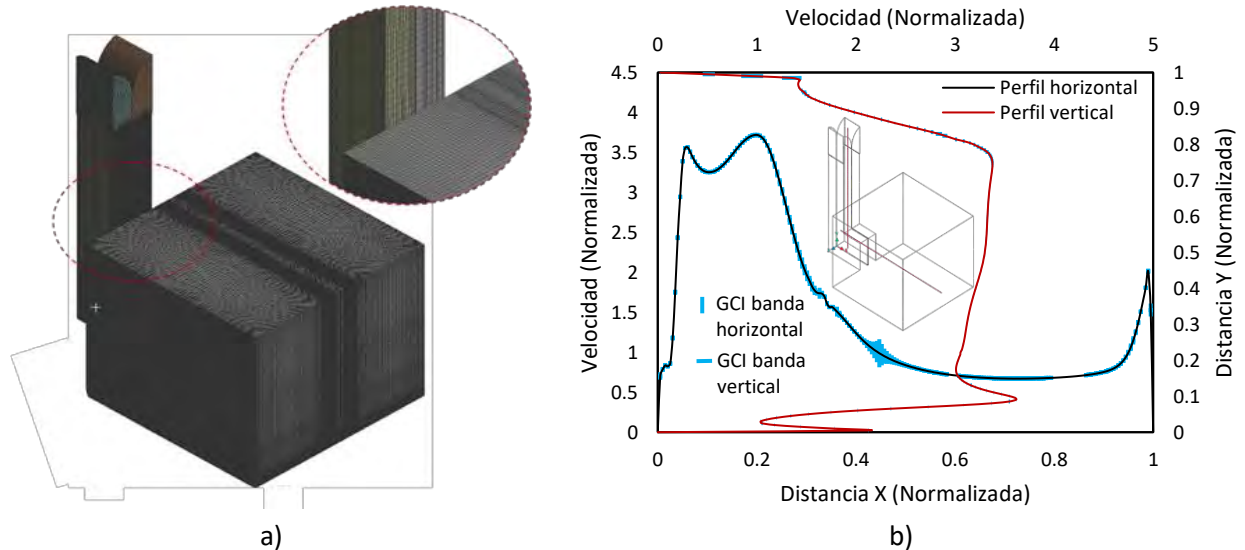


Fig. 4.5 a) Malla utilizada, b) banda de error GCI para la velocidad normalizada a lo largo del perfil horizontal y del vertical en la malla básica

4.3 Descripción CFD del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación con humidificación

En este estudio se utilizó la malla descrita en la sección 4.2.4. Además, se realizó el mismo estudio paramétrico descrito en la sección 4.2.3, pero ahora considerando humidificación. La configuración CFD, modelo físico y condiciones de frontera se describen a continuación.

4.3.1 Configuración CFD

Al igual que en los dos estudios anteriores se utilizó ANSYS Fluent, agregando el modelo de fase discreta para la humidificación del aire. Bajo un enfoque euleriano se resuelven las ecuaciones gobernantes de masa, momentum, energía y especies químicas en la fase continua, mientras que la trayectoria de gotas de agua se resuelve con la ecuación de fase discreta bajo un enfoque lagrangiano. La densidad del aire se modela por medio de la ley de los gases ideales incompresibles. El modelo k-epsilon estándar propuesto por Launder y Spalding [89] se utiliza para resolver las zonas turbulentas del flujo de aire. Este modelo

de turbulencia es el mismo que el aplicado en la sección 4.2, bajo la consideración de que el modelo de turbulencia no tiene una influencia significativa al resolver humidificación [150]. De la misma manera se utiliza el modelo de tratamiento de pared mejorada para lograr un enfoque adecuado cerca de la pared. Las ecuaciones gobernantes, la ecuación de fase discreta, así como las de energía cinética turbulenta y disipación de energía cinética turbulenta del modelo k-épsilon estándar, se describen en el Capítulo 2.

Se utiliza un esquema de discretización de segundo orden para los términos convectivos y viscosos de las ecuaciones gobernantes. El algoritmo SIMPLE se utiliza para el acoplamiento de presión y velocidad. Con respecto a la convergencia de cada simulación, se utilizan todos los valores estándar que se encuentran en la Guía del usuario de ANSYS Fluent [94]. Además, se considera alcanzada la convergencia cuando los residuales no muestran más fluctuaciones perceptibles durante el proceso iterativo. En todos los casos se considera flujo estacionario, turbulento e incompresible. Además, se desprecia la radiación debido a que las temperaturas no son lo suficientemente altas como para que la radiación sea un mecanismo significativo de transferencia de calor. Por otro lado, el cálculo de la efectividad de cambio de aire y edad local media del aire se calcularon de la misma manera que se describe en la sección 4.2.1.

En cuanto al modelo del humidificador se considera un spray de tipo cono sólido, los principios de este se describen en la sección 2.5. Para estimar la distribución del tamaño de gotas se usa el modelo Rosin-Rammler [97]. En cuanto a la convergencia se consideran 10 iteraciones de fase continua por cada una de fase discreta. También, bajo la correlación de Morsi y Alexander [98], se considera una ley de arrastre del tipo esférico para la modelación de las gotas. El esquema de seguimiento de las partículas se considera de alto orden de tipo trapezoidal e implícito. El número máximo de pasos para el seguimiento de las partículas se establece en 500. También se considera el acoplamiento masa-calor en la solución.

4.3.2 Modelo físico y condiciones de frontera

El modelo físico y las condiciones de frontera de este estudio se muestran en la Fig. 4.6. El modelo físico para la reproducción del primer y segundo estudio experimental se muestran en las Figs. 4.6a y 4.6b-c, respectivamente. Mientras que el modelo físico para el estudio paramétrico se muestra en la Fig. 4.6b. Las condiciones de frontera dinámicas son de velocidad de entrada en la posición del ventilador, para el primer y segundo experimento, y para el estudio paramétrico fue en la ventana de entrada de la torre. Por otro lado, se establece presión de salida a la salida de la torre de viento y sobre toda la superficie del volumen de aire. En todos los muros se utilizan condiciones de pared antideslizantes. También se considera calentamiento diferencial a través de una pared fría y otra caliente, las cuales son condiciones de frontera térmicas de primera clase. El techo, el piso y el resto de las paredes se consideran adiabáticas. Para la fase discreta se

considera una condición de escape en las entradas y salidas. Además, para terminar con los cálculos de las gotas que caen en el suelo, esta misma condición se establece en el suelo del sistema TV-H, como lo realizó Saffari y Hosseinnia [65].

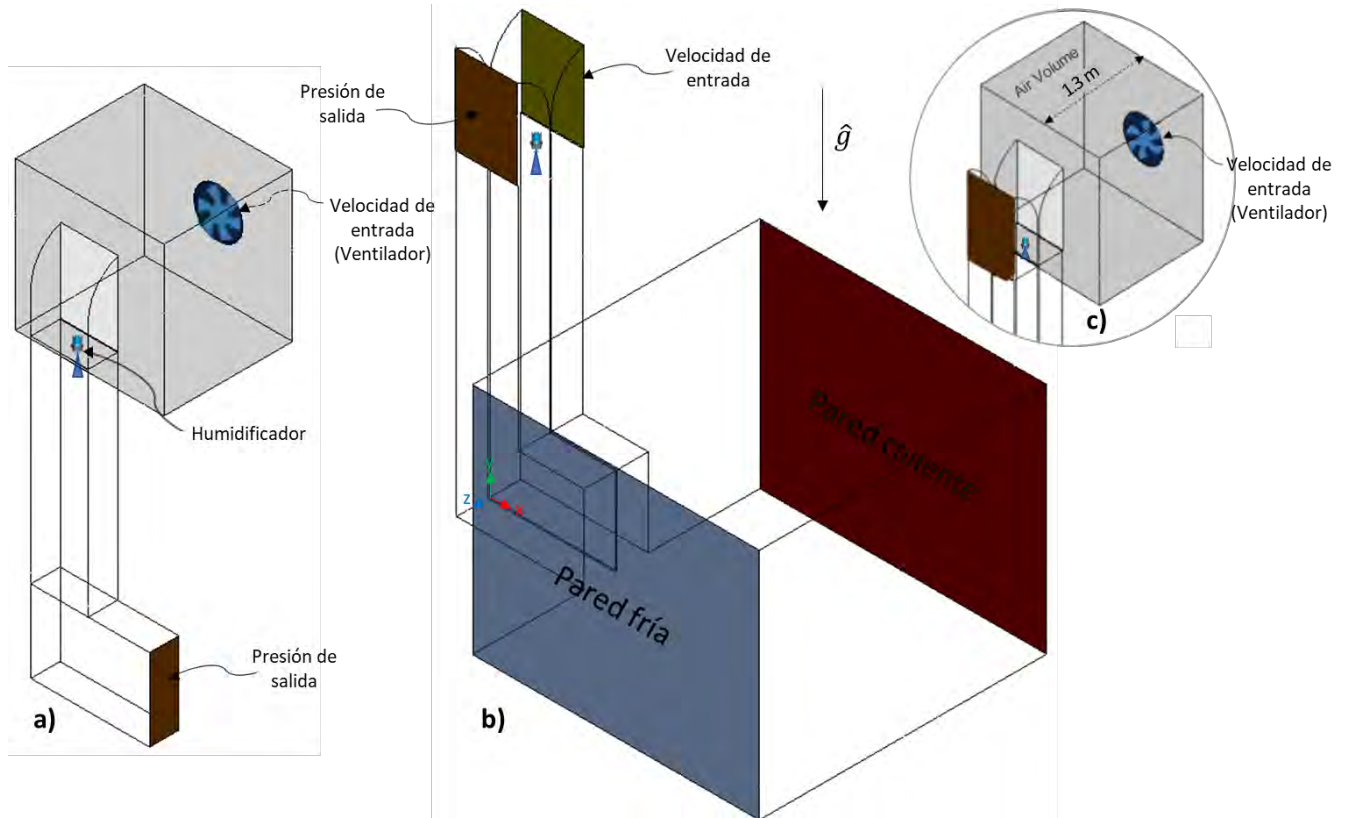


Fig. 4.6 a) Modelo físico y condiciones de frontera para el primer experimento (humidificación en la torre de viento), b) modelo físico y condiciones de frontera para el estudio paramétrico del sistema TV-H con humidificación, y c) consideración para la validación experimental del sistema TV-H con humidificación (segundo experimento)

Capítulo V

Resultados

En este capítulo se presentan y discuten los resultados obtenidos en los estudios de convección natural en la caseta CAGETEV (habitación), convección mixta y convección mixta con humidificación en un sistema torre de viento-habitación. Los resultados incluyen validación experimental, selección de modelo de turbulencia y estudios paramétricos de la influencia de las principales variables climáticas.

5.1 Resultados del estudio de convección natural en la caseta CAGETEV

La convección natural es un fenómeno en el cual se involucran las fuerzas de flotación. En general a altos números de Rayleigh el fenómeno es turbulento y debe ser resuelto en estado transitorio [94]. En este primer estudio se modeló la convección natural en una habitación calentada diferencialmente, considerando estado transitorio. Las simulaciones se realizaron de manera bidimensional y tridimensional, de esta manera se obtuvieron los conocimientos necesarios previos para la evaluación de la convección mixta.

5.1.1 Evaluación de los modelos de turbulencia

En una cavidad calentada diferencialmente, cuando se llega a un valor de $Ra=10^9$, el campo de flujo está evolucionando al caos [151]; podemos decir entonces que el flujo se está volviendo turbulento. Por lo general, conocer el modelo de turbulencia adecuado para cada aplicación específica es difícil; la manera más adecuada para definirlo es evaluar los modelos con respecto a datos experimentales disponibles. En la literatura existen diversos trabajos que han evaluado diferentes modelos y técnicas para resolver el flujo turbulento en convección natural [143, 144, 152, 153, 154, 155, 156, 157, 158, 159]. Estos trabajos coinciden en que los modelos RANS de dos ecuaciones de las familias $k-\epsilon$ y $k-\omega$, reproducen mejor los datos experimentales. Sin embargo, no existe un consenso sobre un modelo en específico para convección natural en cavidades. Además, la mayoría de los trabajos se realizaron para flujo bidimensional.

En este trabajo se evaluaron cinco modelos de turbulencia para la solución de convección natural bidimensional y tridimensional, considerando estado transitorio. Los modelos fueron: modelo k -épsilon estándar (KES), k -épsilon realizable (KER), k -épsilon RNG (KERNG), k -omega estándar (KWS) y k -omega SST (KWSST). Para determinar el modelo que predijo mejor los datos experimentales, se calculó el error cuadrático medio (RMSE) entre los datos experimentales y los numéricos de cada modelo. Donde, la temperatura se evaluó cuando $\Delta T=2.48$ °C, y la velocidad se evaluó comparando las primeras 11.38 horas de mediciones. Las Fig. 5.1 muestra el RMSE de la temperatura para cada modelo de turbulencia, bidimensional y tridimensional. Se observa que el modelo que mejor predice la temperatura es el k -omega estándar para la simulación bidimensional. Mientras que para la simulación tridimensional es el modelo k -épsilon RNG. Sin embargo, la diferencia en el RMSE en todos los modelos y casos es demasiado pequeña (por debajo de 0.006 °C). Además, todos los modelos presentan una RMSE menor a la incertidumbre de los sensores utilizados (± 0.5 °C). Por lo tanto, en términos de temperatura todos los modelos son adecuados.

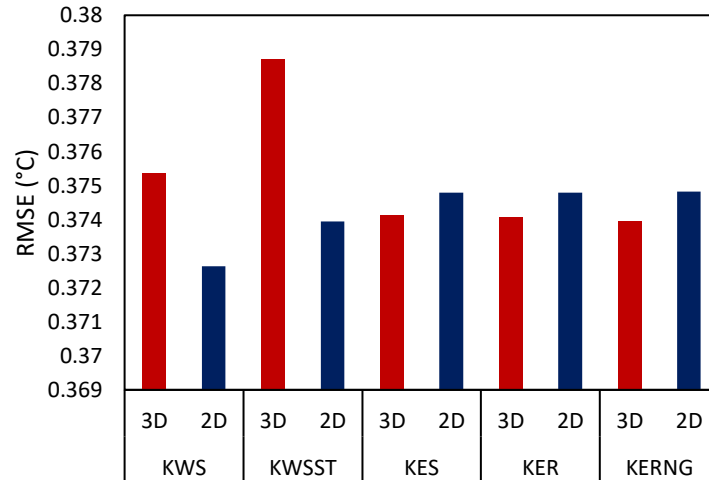


Fig. 5.1 RMSE entre datos numéricos y experimentales para la temperatura, para cada modelo de turbulencia y para simulaciones 2D y 3D

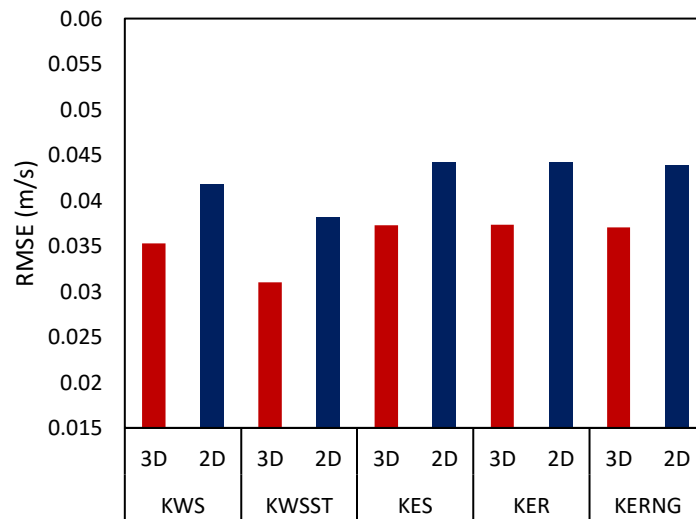


Fig. 5.2 RMSE entre datos numéricos y experimentales para la velocidad, para cada modelo de turbulencia y para simulaciones 2D y 3D

La Fig. 5.2 muestra el RMSE de la velocidad para cada modelo de turbulencia, bidimensional y tridimensional. Se observa que el modelo que mejor predice la velocidad es el k-omega SST para el caso bidimensional y tridimensional. También se observa que los modelos k-omega son los que presentan un valor más bajo de RMSE. Esto se debe a que los modelos de la familia k-omega están diseñados para predecir de mejor manera en la región de capa límite [86]. Por lo tanto, en general en este trabajo se concluye que el modelo KW SST es el mejor para el problema de la convección natural en cavidades.

5.1.2 Comparación de los casos 2D y 3D

Muchos de los fenómenos de convección natural suelen suponerse bidimensionales. Sin embargo, esto solo se puede considerar cuando el flujo es laminar [144, 151]. Se ha demostrado que el comportamiento del flujo y la transferencia de calor es diferente cuando el flujo es turbulento [144, 146, 151, 158, 160]. Por lo tanto, ya habiendo seleccionado el modelo de turbulencia adecuado, se realizó una comparación de la solución bidimensional y tridimensional.

El periodo de simulación tiene dos momentos críticos: cuando $\Delta T = 2.48 \text{ }^\circ\text{C}$ y la transferencia de calor ocurre de la pared sur a la pared norte, y cuando $\Delta T = 2.39 \text{ }^\circ\text{C}$ y la transferencia de calor ocurre de la pared norte a la pared sur. La comparación de la temperatura medida se realizó en estos dos momentos críticos. En las Figs. 5.3 y 5.4 se muestra el perfil de temperatura en $H_y/2$ y $H_x/2$ (plano medio de la cavidad). La comparación de la velocidad se realizó en un punto (ver Fig. 3.3a) a través de 41000 segundos (11.38 horas) de medición, ver Fig. 5.5. En este periodo el anemómetro utilizado para medir pudo registrar valores de velocidad arriba de la incertidumbre de este. Se concluye que en términos de temperatura la simulación 2D predice mejor los datos experimentales. Por otro lado, la simulación 3D predice mejor la velocidad medida.

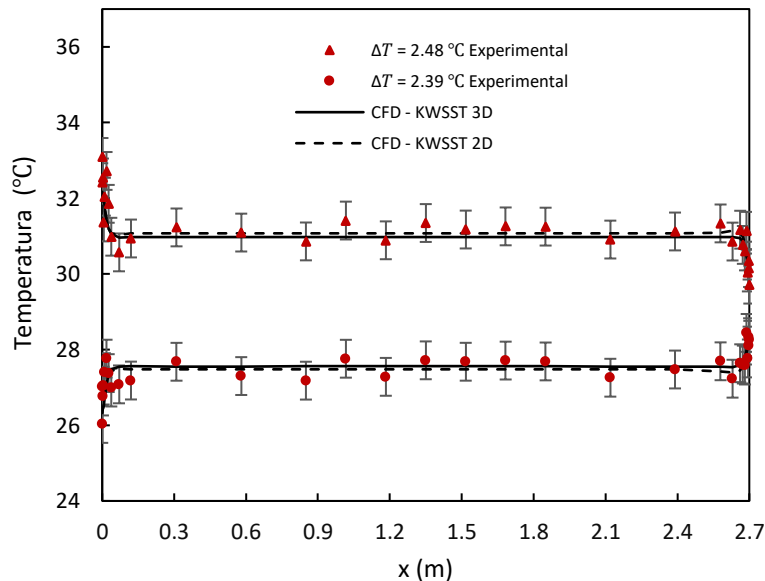


Fig. 5.3 Comparación de los perfiles de temperatura en $H_y/2$ entre los datos experimentales y numéricos

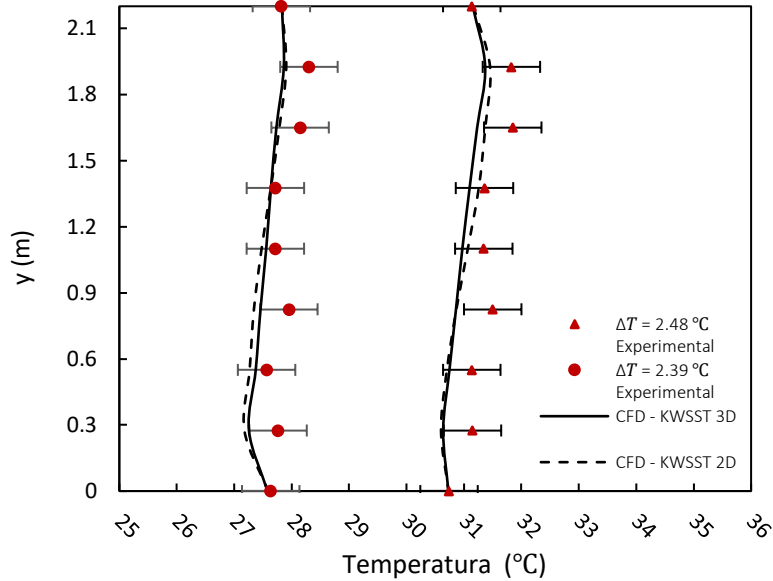


Fig. 5.4 Comparación de los perfiles de temperatura en $H_x/2$ entre los datos experimentales y numéricos

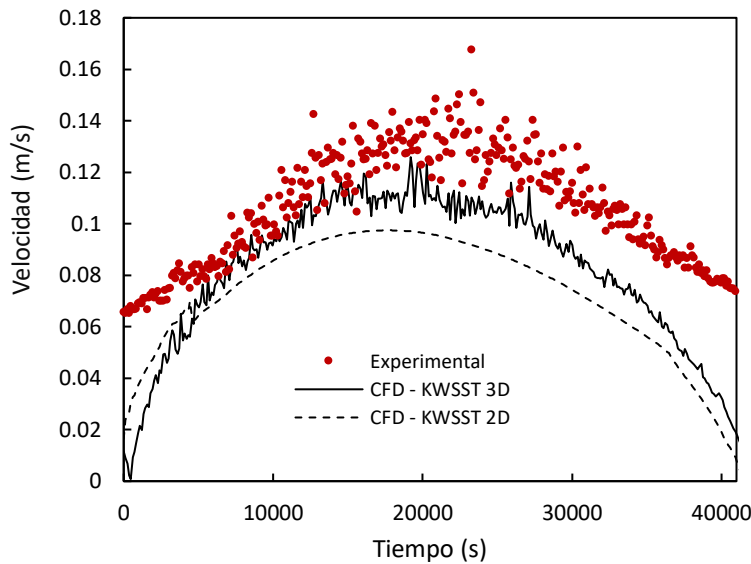


Fig. 5.5 Comparación entre datos experimentales y numéricos de la velocidad en un punto a través de 41000 segundos

Los perfiles de temperatura en $H_y/2$ para los casos bi y tridimensionales tienen un comportamiento cualitativo semejante, una curva cóncava hacia abajo en la región de capa límite de la pared caliente, una cóncava hacia arriba en la región de capa límite de la pared fría y un perfil lineal en la parte central. Dicho comportamiento coincide con el reportado experimentalmente en trabajos de convección natural en régimen de flujo turbulento [122, 124, 133]. Además, se observa una mayor variación cerca de las paredes, lo cual es atribuido a los altos gradientes de temperatura y velocidad que se presenta en esa zona. Los perfiles de estratificación térmica en $H_x/2$ también concuerdan cualitativamente con experimentos reportados [123, 128]. Se observa que la temperatura

no se estratifica de manera lineal en la parte superior e inferior de la cavidad debido a que la velocidad horizontal es completamente dominante en esta región. Asimismo, puede observarse una pequeña asimetría que puede ser atribuida a la diferencia entre la temperatura media de la cavidad y la temperatura ambiente [128].

En las Figs. 5.6 y 5.7 se muestran los contornos de temperatura y de velocidad cuando $\Delta T=2.48\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\Delta T=2.39\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Se observa que los valores máximos de velocidad y temperatura coinciden en posición, pero no en magnitud, además de que en la simulación tridimensional los vectores de velocidad presentan una diferencia notable contra la bidimensional. Cuando $\Delta T=2.39\text{ }^{\circ}\text{C}$, ver Fig. 5.7, el campo de flujo 2D presenta varias recirculaciones dentro de la celda convectiva principal. Esto genera que el aire circule de izquierda a derecha a diferentes alturas, aunque es claramente notorio en la parte media inferior de la cavidad donde inclusive se aprecian dos regiones con vectores con direcciones diferentes. De la misma manera esto ocurre en la simulación 3D. Cuando $\Delta T=2.48\text{ }^{\circ}\text{C}$ los campos de flujo siguen un comportamiento cualitativo semejante además de ordenado, esto se debe a que la diferencia de temperatura entre T_{sup} y T_{inf} tiene una menor influencia sobre la celda convectiva.

Las líneas de corriente de la simulación tridimensional para $\Delta T=2.48\text{ }^{\circ}\text{C}$ y para $\Delta T=2.39\text{ }^{\circ}\text{C}$ se muestran en la Fig. 5.8. Se observa que el flujo tiende a subir y descender en las capas adyacentes a las paredes verticales activas (caliente y fría), un comportamiento ya descrito en la literatura [151] para flujo turbulento tridimensional. De acuerdo con las líneas de corriente en el plano medio, el comportamiento del flujo es más ordenado a mayor diferencia de temperatura, pero la presencia de los remolinos es inevitable en la cavidad bajo estudio. Esto se debe a las grandes dimensiones y la forma casi cubica que tiene la cavidad, por esta razón un modelo bidimensional no puede reproducir los datos experimentales adecuadamente. Además de que las condiciones adiabáticas no se pueden satisfacer de manera experimental.

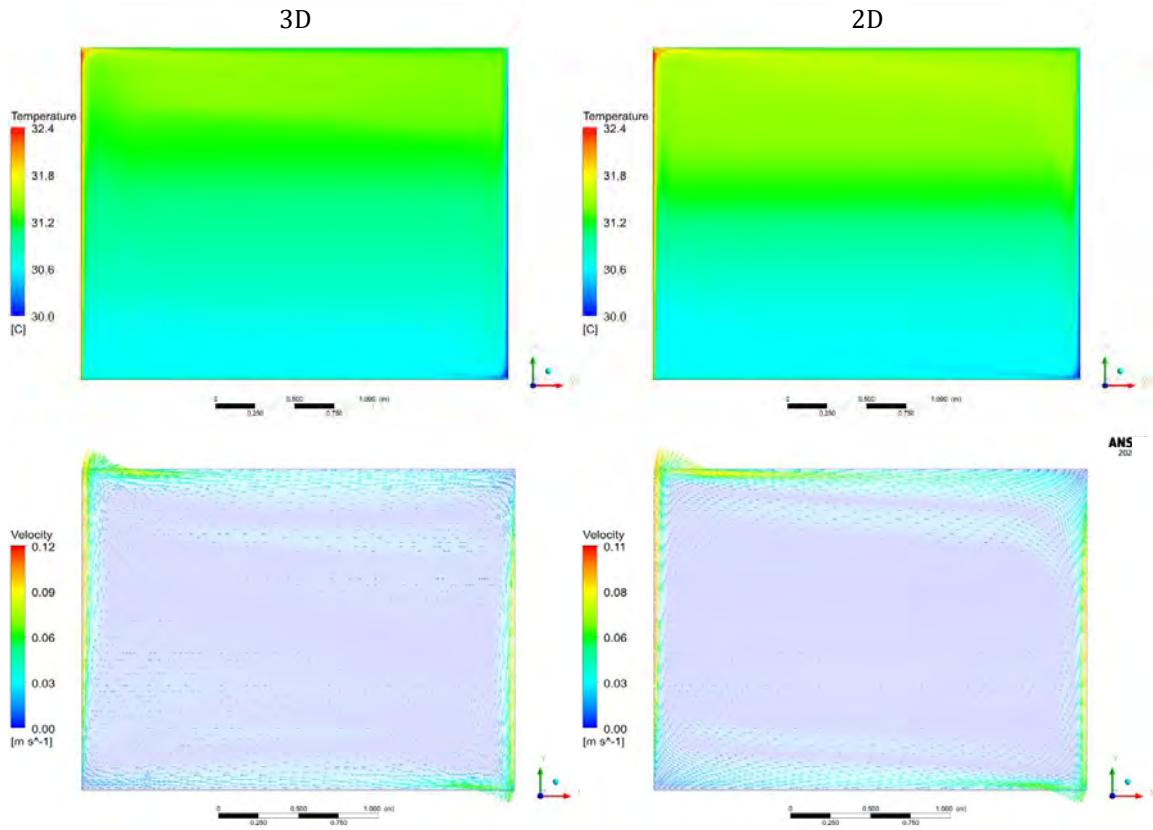


Fig. 5.6 Contornos de temperatura y velocidad cuando $\Delta T = 2.48 \text{ }^\circ\text{C}$ para las simulaciones 2D y 3D

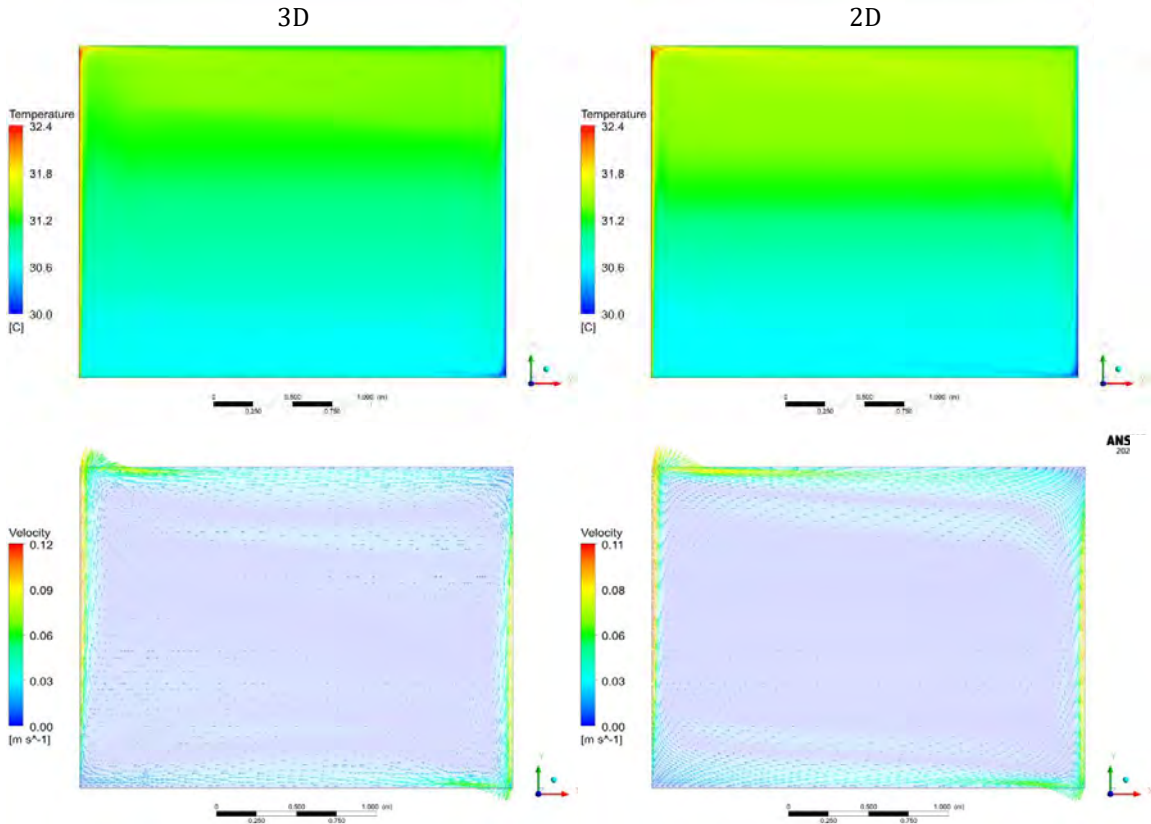


Fig. 5.7 Contornos de temperatura y velocidad cuando $\Delta T = 2.39 \text{ }^\circ\text{C}$ para las simulaciones 2D y 3D

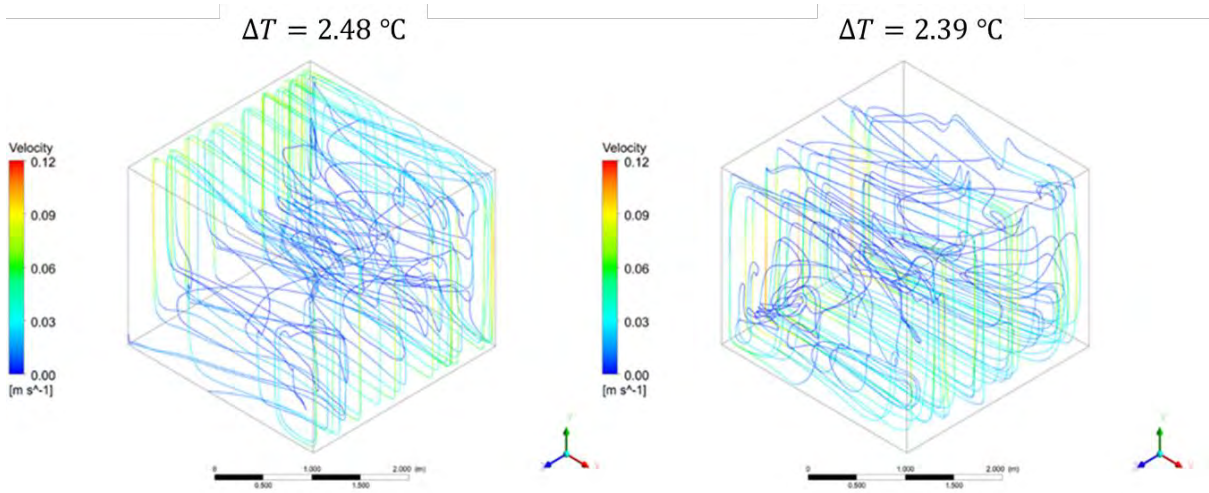


Fig. 5.8 Líneas de corriente para la simulación tridimensional cuando $\Delta T = 2.44 \text{ }^\circ\text{C}$ y $\Delta T = 2.3 \text{ }^\circ\text{C}$

El número de Nusselt local mide la transferencia de calor entre las paredes y el fluido, Karatas y Derbentli [133] encontraron que el Nusselt disminuye casi a la mitad cuando la temperatura en la pared caliente cambia de constante a sinusoidal. Dado que en problemas de edificaciones el Nusselt puede ser utilizado en el cálculo del coeficiente convectivo, conocer su comportamiento es de vital importancia. El número de Nusselt

local en las paredes verticales se define como $Nu_l = (\partial T / \partial x)_l$. El Nusselt se promedió en el plano medio para la simulación 3D y se comparó con el promedio de la simulación 2D. El Nusselt evaluado a través del tiempo se muestra en la Fig. 5.9. Se observa que el número de Nusselt en ambas paredes tiene una oscilación de positivo a negativo en la pared sur, y de negativo a positivo en la pared norte, esto debido a que las condiciones son oscilatorias y existe la reversibilidad de la celda convectiva. En general la simulación bidimensional subestima la transferencia de calor tal cual se reporta en la literatura [144], esta llega a tener una desviación máxima de un 15.3% en la pared sur. En la pared norte no existe una diferencia significativa, esto se debe principalmente a que no es la pared activa (temperatura casi constante).

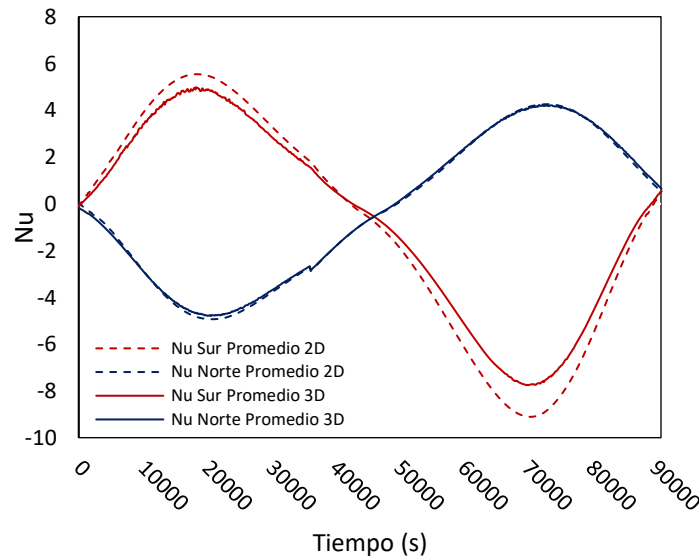


Fig. 5.9 Nusselt promedio en la pared sur y norte obtenidos de las simulaciones 2D y 3D

5.2 Resultados del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación sin humidificación

El estudio de la convección mixta en el sistema torre de viento-habitación se enfocó en determinar el efecto de los parámetros ambientales y de las condiciones de operación del sistema sobre el confort térmico, transferencia de calor y eficiencia en la ventilación.

5.2.1 Validación y selección del modelo de turbulencia

Para validar las simulaciones numéricas se realizó un estudio experimental en el sistema TV-H descrito en el apartado 3.3. Las velocidades y temperaturas se midieron en condiciones climáticas primaverales. Dado que la velocidad del viento no era constante a lo largo del día, se colocó un ventilador frente a la ventana de entrada de la torre de viento. El ventilador tiene un diámetro de 0.5 m, cuyo centro se fijó a una altura de 3.26 m

y estaba a 0.7 m de separación de la ventana de entrada. La velocidad del aire a la salida del ventilador era de 4.0 m/s con una intensidad turbulenta del 35.0%. Con el ventilador instalado, se realizaron mediciones cada 10 segundos durante 24 minutos. Los datos medidos se promediaron en el tiempo para proporcionar un equivalente de estado estable. Las condiciones de frontera establecidas experimentalmente (ver Fig. 3.5) se muestran en la Tabla 5.1

Tabla 5.1 Condiciones de frontera establecidas experimentalmente

Habitación							
Pared Norte (pared fría)		Pared Sur (Pared caliente)		Pared Este	Pared Oeste	Techo	Piso
N1	31.05 °C	S1	34.27 °C				
N2	28.27 °C	S2	33.62 °C				
N3	28.20 °C	S3	33.62 °C	28.03 °C	28.24 °C	27.51 °C	26.68 °C
N4	27.57 °C	S4	32.97 °C				
N5	27.61 °C	S5	33.12 °C				

Torre de viento		
	Parámetros de entrada	Parámetros de salida
Temperatura	26.03 °C	26.03 °C
Velocidad	4 m/s (ventilador)	-
Presión	-	0 Pa

Los resultados experimentales se reprodujeron numéricamente para seleccionar un modelo de turbulencia adecuado. Los modelos evaluados fueron: k-ε estándar (KES), k-ε realizable (KER), k-ε RNG (KERNG), k-ω estándar (KWS) y k-ω de transporte de esfuerzo cortante (KWSST). Los errores de sesgo medio (MBE) para la temperatura y la velocidad se muestran en la Fig. 5.10. Si bien el MBE se usa para proporcionar una evaluación estadística de la precisión del pronóstico, es difícil evaluarlo sin una comparación de referencia. Sin embargo, la incertidumbre del termopar puede considerarse una buena referencia para la temperatura. En cuanto a la velocidad, se puede considerar como una buena aproximación un porcentaje de error entre datos numéricos y experienciales inferior al 37.8% [113].

Para la velocidad, el orden del modelo más consistente al inconsistente es el siguiente: KES, KWSST, KWS, KER y KERNG. El modelo KES tiene el MBE más bajo, equivalente a un porcentaje de error del 24.4%. Solo el desempeño de KWSST y KWS puede considerarse relativamente bueno en comparación con el modelo SKE. En cambio, para la temperatura, solo los modelos k-ε presentan valores inferiores a la incertidumbre de los sensores (± 0.5 °C). Por lo tanto, el modelo más consistente con las mediciones es el modelo KES; este modelo también muestra un buen desempeño en la evaluación realizada por Bahadir [145].

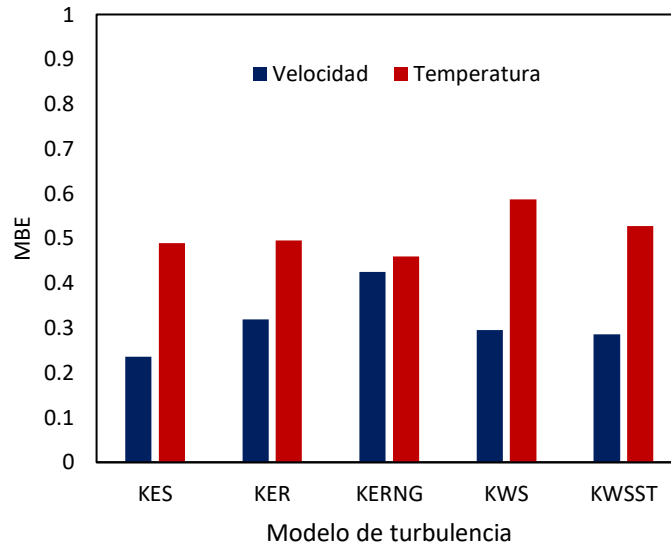


Fig. 5.10 Error de sesgo medio de la temperatura y la velocidad para cada modelo de turbulencia: k-ε estándar (KES), k-ε realizable (KER), k-ε RNG (KERNG), k-ω estándar (KWS) y transporte de esfuerzo cortante k-ω (KWSST)

Los perfiles de temperatura horizontal ($H_y/2$) y vertical ($H_z/2$) en la sección media ($H_x/2$) de la habitación se muestran en las Figs. 5.11 y 5.12 comparando con los datos experimentales. En la Fig. 5.11, en $H_y/2$, las simulaciones numéricas exhiben un buen desempeño en las distribuciones de temperatura en la región central de la habitación, y cerca de la pared caliente exhiben un mejor desempeño. Sin embargo, cerca de la pared fría se presenta una temperatura ligeramente superior a la experimental. En este caso, las predicciones inconsistentes se pueden atribuir a que una parte de la corriente de aire que ingresa a la habitación choca con la pared fría, lo que provoca la separación y la reinsertión del flujo, lo que también desencadena un flujo de aire interior complejo. En la Fig. 5.12, en $H_z/2$, se puede decir que las predicciones de temperatura son consistentes con las mediciones en la región central. Pero cerca del suelo y el techo, las predicciones se desvían de las mediciones. En general, se obtuvo un error de sesgo medio de $0.49\text{ }^\circ\text{C}$ entre los datos numéricos y experimentales.

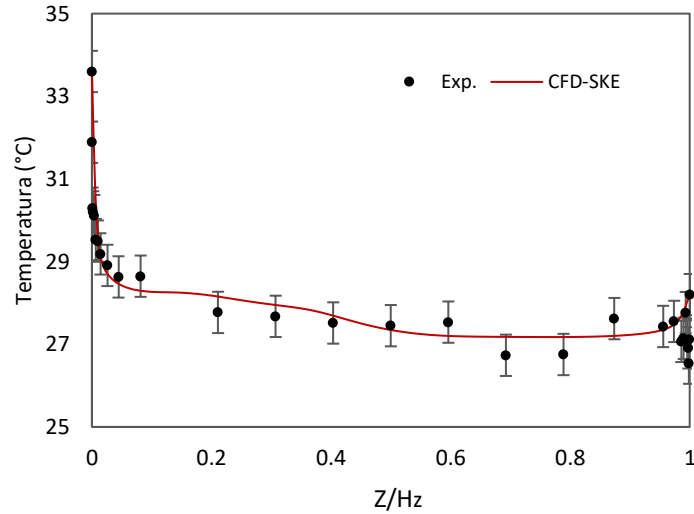


Fig. 5.11 Perfil horizontal de temperatura comparado con datos experimentales en una línea en $H_y/2$ en el plano medio $H_x/2$

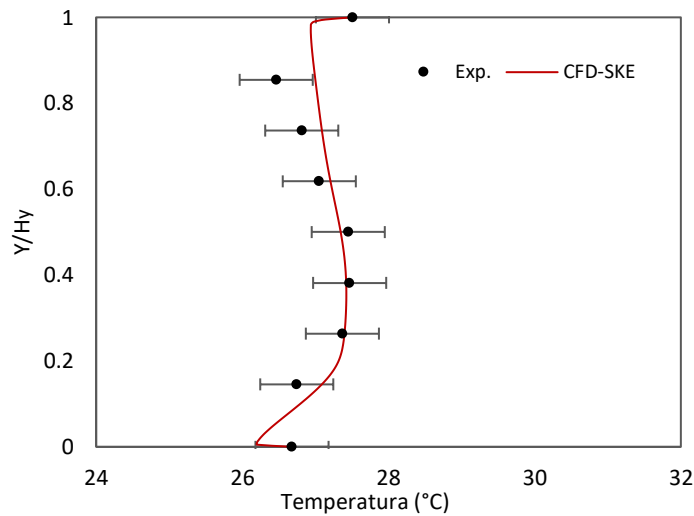


Fig. 5.12 Perfil vertical de temperatura comparado con datos experimentales en una línea en $H_z/2$ en el plano medio $H_x/2$

Las comparaciones de velocidad entre los resultados de la simulación y los datos medidos se realizaron en siete ubicaciones diferentes dentro de diferentes regiones de flujo del sistema TV-H, ver Fig. 3.5. La desviación promedio en los puntos de muestra fue del 24.4% y la tendencia fue consistente con los resultados CFD, ver Fig. 5.13. Sin embargo, dentro de la habitación (anemómetros 6 y 7), el modelo CFD subestimó la velocidad. Esto último es consistente con la validación experimental realizada por Hughes y Cheuk-Ming [76], donde utilizaron el mismo modelo de turbulencia para convección mixta en una habitación con un captador de viento comercial.

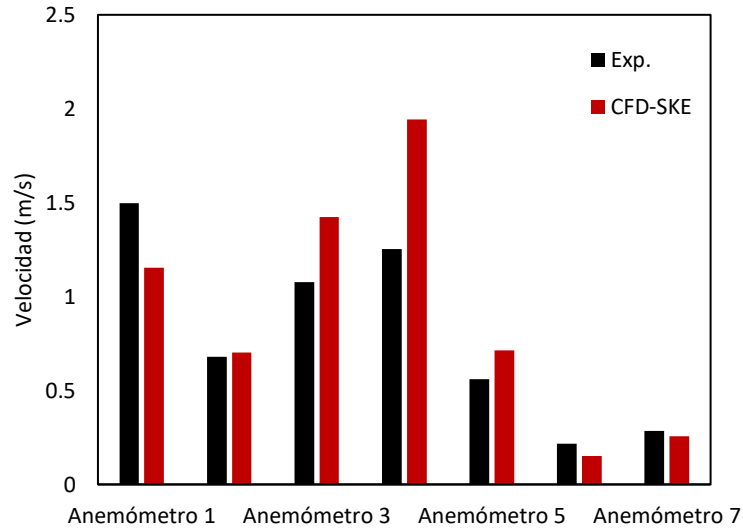


Fig. 5.13 Comparación de velocidades medidas experimentalmente versus las obtenidas numéricamente (ver Fig. 3.5)

La UDF utilizada en el software Fluent para el cálculo de PMV y PPD se verificó reproduciendo los casos de referencia del Apéndice D de la ISO7730 [104]. Se obtuvieron errores porcentuales promedio de 4.4% y 2.2% para PMV y PPD, respectivamente.

5.2.2 Estudio paramétrico

5.2.2.1 Transferencia de calor

El número adimensional de Nusselt cuantifica la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido. Valores altos de Nu indican una mayor tasa de transferencia de calor por convección. La Fig. 5.14 muestra el incremento promedio del número de Nu en función de los parámetros estudiados. Se observa que en la pared fría los parámetros influyentes son únicamente la velocidad y la temperatura del aire en la entrada de la torre. En promedio, la temperatura es un 69.0% más influyente que la velocidad. En cuanto a la pared caliente; en promedio, la temperatura fue 88.0% y 74.0% más influyente que la velocidad y el ΔT , respectivamente. En general, se observó que la HR no juega un papel importante en el aumento del número de Nu. Además, el ΔT no tiene una influencia significativa sobre el Nu en la pared fría, debido a que la temperatura en esta pared se mantuvo constante.

El número de Nusselt promedio en la pared fría y caliente para todos los casos estudiados se muestra en la Fig. 5.15. Los números de Nu positivos indican que la transferencia de calor es de la pared al fluido. Los números de Nu negativos indican que la transferencia de calor es del fluido a la pared. En ambos casos, hay mayor transferencia de calor (71.0% mayor) cuando predomina la convección forzada ($Ri \ll 1$) que cuando predomina la convección natural ($Ri \gg 1$). La tendencia del número de Nu se mantuvo para los diferentes valores de HR estudiados, con solo una variación porcentual inferior al 1.0%. En general,

los sistemas TV-H son más eficientes para eliminar el calor dentro del edificio cuando predomina la convección forzada.

La Fig. 5.16 muestra la distribución de temperatura en el plano medio $H_x/2$ para las diferentes temperaturas exteriores estudiadas y para una HR igual al 10.0%. En esta figura solo se presentan los campos para el número de Ri más pequeño y para el más grande de todos los estudiados. Se observa que cuando prevalece la convección forzada, la distribución de la temperatura en el interior de la habitación es homogénea y comparable a la temperatura exterior. Además, las temperaturas más altas se encuentran en la parte inferior de la habitación, que es donde se encuentra la corriente de aire primaria proveniente de la torre (ver Fig. 5.16a). Cuando predomina la convección natural, la temperatura se distribuye prácticamente en dos bloques; la temperatura más baja en la parte inferior y la temperatura más alta en la parte superior (ver Fig. 5.16b). Esta estratificación térmica se debe a que el aire se mueve por cambio de densidad, por lo que el aire más ligero estará en la parte superior y el más pesado en la parte inferior. En estas circunstancias, el sistema no es eficiente para extraer calor de la habitación.

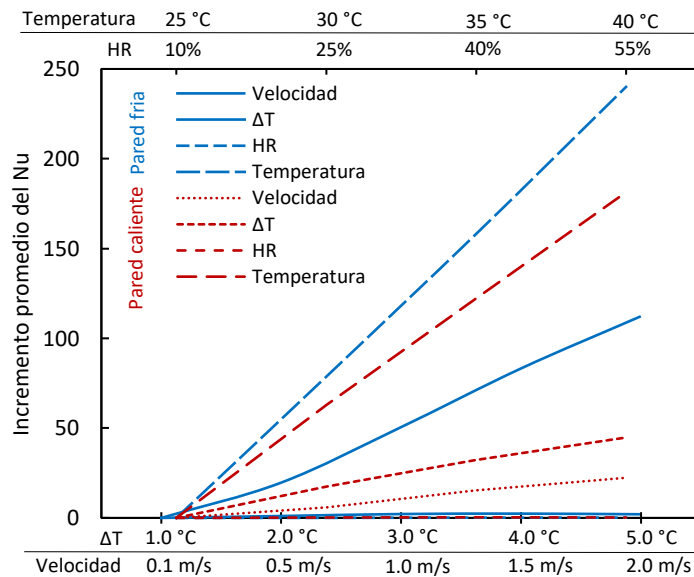


Fig. 5.14 Incremento promedio del número de Nu en función de los parámetros estudiados; la velocidad, temperatura y HR corresponden al aire exterior y el ΔT corresponden a la diferencia de temperaturas entre las paredes caliente y fría de la habitación

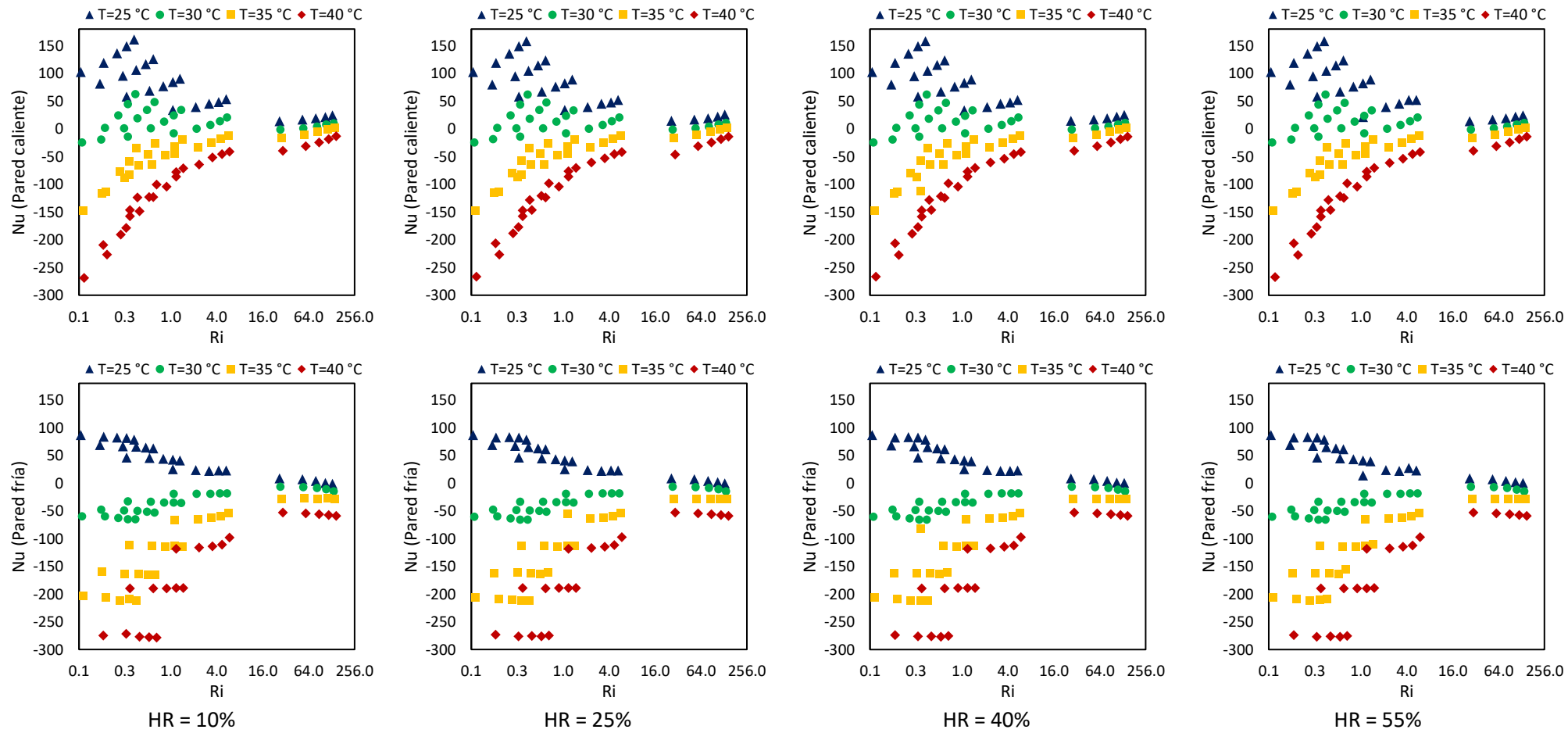


Fig. 5.15 Nu promedio en la pared fría y caliente de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior

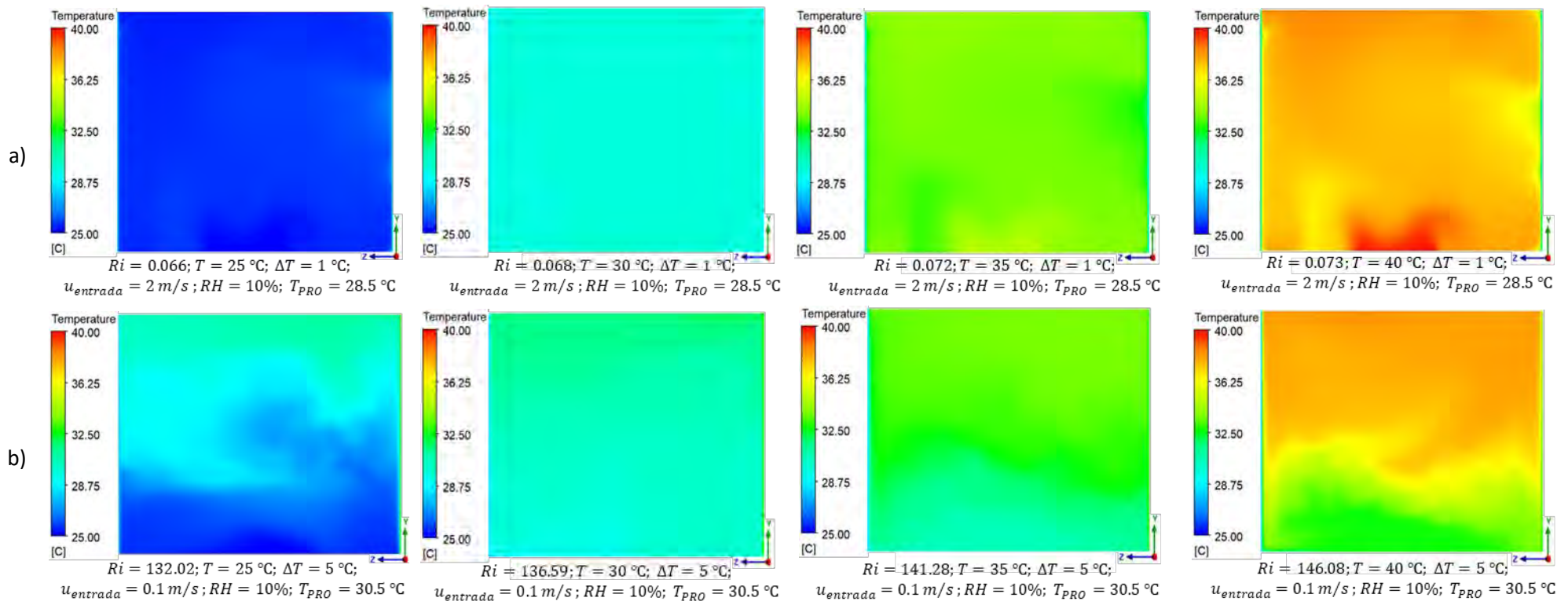


Fig. 5.16 Contornos de temperatura en el plano medio de la habitación ($H_x/2$) para HR del 10% y diferentes temperaturas del aire exterior; a) convección forzada predominante; b) convección natural predominante

5.2.2.2 Confort térmico

La Fig. 5.17 muestra el incremento promedio del PPD en función de los parámetros estudiados. Se observa que la temperatura ambiente es el parámetro más importante, con incrementos de PPD mayores al 10.0% cuando la temperatura supera los 30.0 °C, alcanzando hasta el 70.0% para una temperatura de 40.0 °C. La humedad relativa, la velocidad y el ΔT proporcionan aumentos de PPD menores al 8.3%. Por otro lado, la velocidad es el parámetro más destacado en el PPD cuando la temperatura y la velocidad son inferiores a los 30.0 °C y 0.5 m/s, respectivamente. También se observa que la HR y el ΔT influyen linealmente en el PPD con incrementos promedio menores al 8.3% y 6.5%, respectivamente.

El valor PMV debe estar entre -0.5 y 0.5, y el valor PPD debe ser inferior al 10.0% para tener una sensación térmica neutra en el interior de un edificio [104]. La Fig. 5.18 muestra el PMV y el PPD para los números de R_i y valores de temperatura y humedad relativa del aire exterior estudiados en el sistema TV-H. Se observa que independientemente de la HR del aire y del número de R_i , sólo se consigue una sensación térmica neutra, con una temperatura del aire exterior igual a 25 °C. Mientras que para una temperatura del aire exterior de 30.0 °C, se consigue una sensación térmica neutra sólo cuando predomina la convección forzada ($R_i \ll 1$), y la HR del aire exterior es del 10.0% y 25.0%. Se observa además que, para temperaturas del aire exterior de 25.0 °C y 30.0 °C el PMV aumenta a medida que aumenta el número de R_i . Sin embargo, el PPD solo aumenta para la temperatura exterior de 30.0 °C en todo el intervalo de R_i , mientras que para 25.0 °C disminuye llegando a un mínimo para un número de R_i de aproximadamente 4, a partir del cual el PPD aumenta hasta un valor aproximado de 20.0%. Esto último se debe a que con este intervalo de R_i predomina completamente la convección natural, siendo la temperatura en el interior de la habitación un promedio entre la temperatura de la pared caliente y fría ($T_{PRO} = (T_C + T_F) / 2$), la cual es una temperatura superior a la temperatura del aire exterior en este caso. Para temperaturas exteriores de 35.0 °C y 40.0 °C, la PMV y el PPD disminuyen a medida que predomina la convección natural ($R_i \gg 1$). En este caso, la temperatura dentro de la habitación tiende a ser igual a T_{PRO} y por tanto es inferior a la temperatura exterior. El comportamiento anterior se suele repetir para los diferentes valores de HR estudiados.

La Fig. 5.19 muestra la distribución de PPD en el plano medio de la habitación ($H_x/2$) para las diferentes temperaturas exteriores estudiadas y para una HR igual al 10.0%; considerando el número de R_i más pequeño y el más grande del intervalo estudiado. Se observa que, al predominar la convección forzada (Fig. 19a), la mayor sensación de confort térmico en todo el interior de la habitación se obtiene para una temperatura exterior de 30.0 °C. Esto se debe a que las temperaturas exteriores por debajo de los 30.0 °C producen una sensación térmica ligeramente fría, y por encima de los 30.0 °C, una

sensación térmica ligeramente cálida. Además, para temperaturas exteriores de 25.0 °C, 35.0 °C y 40.0 °C, los niveles más altos de PPD se observan en la parte superior e inferior de la habitación, ya que es en estas zonas donde el aire exterior captado por la torre cruza el plano $H_x/2$ por debajo y por arriba, al entrar en la habitación por la parte inferior de la torre, choca con la pared opuesta y asciende y vuelve por la parte superior de la habitación para posteriormente salir por el canal de salida de la torre, ver Fig. 5.19a. Cuando predomina la convección natural, ver Fig. 5.19b, el PPD aumenta a medida que aumenta la temperatura exterior, pero los valores de PPD permanecen más bajos que cuando domina la convección forzada. Además, existe un gradiente de incomodidad térmica vertical para temperaturas exteriores más altas. Este gradiente se debe a la estratificación térmica dentro de la habitación (ver Fig. 5.16b), debido a la convección natural del aire.

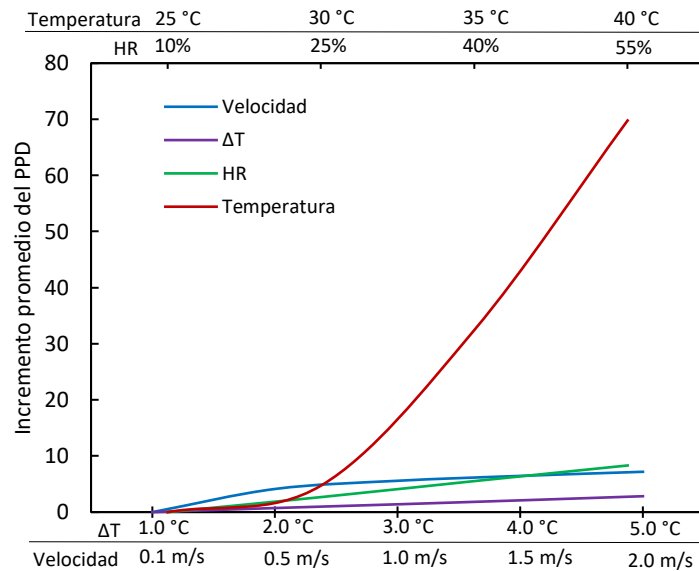


Fig. 5.17 Incremento promedio del PPD en función de los parámetros estudiados; la velocidad, temperatura y HR corresponden al aire exterior y el ΔT corresponden a la diferencia de temperaturas entre las paredes caliente y fría de la habitación

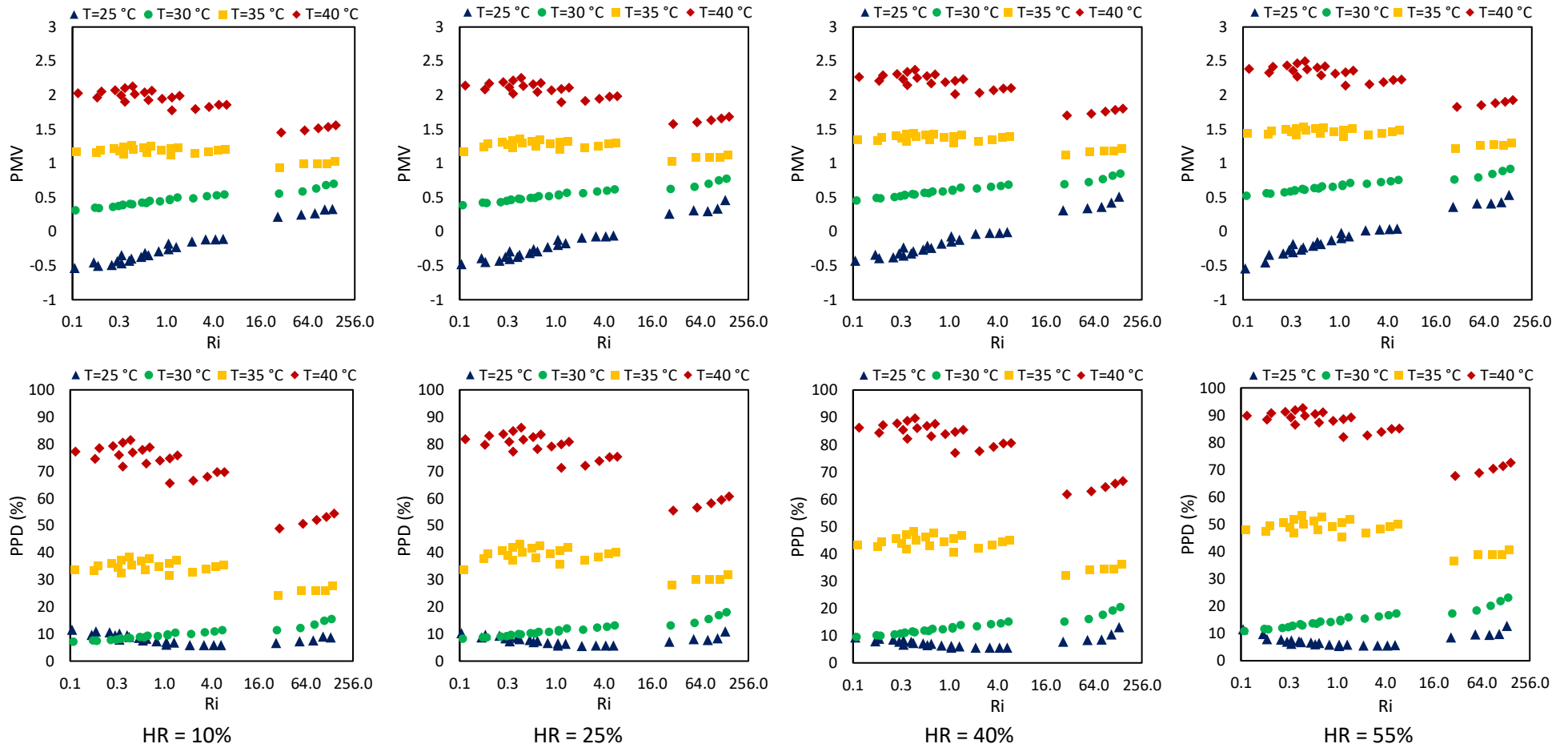


Fig. 5.18 PMV y PPD promedio dentro de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior

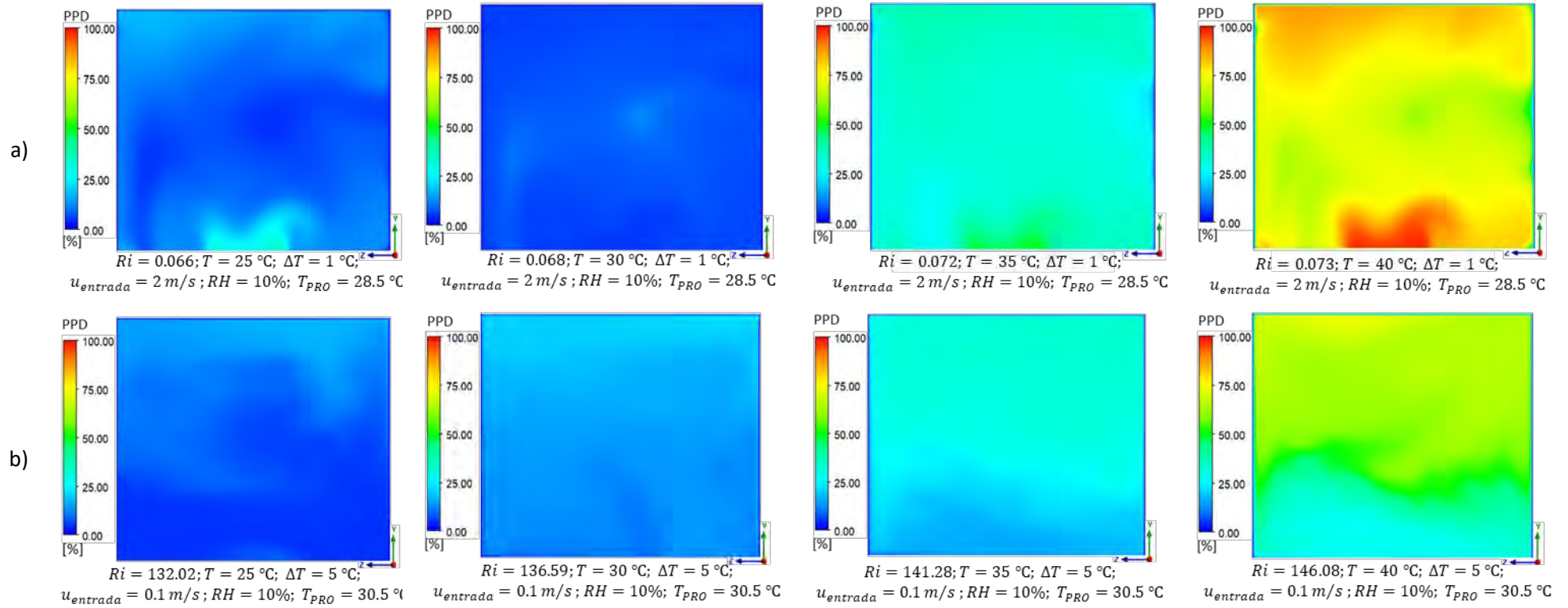


Fig. 5.19 Contorno del PPD en el plano medio de la habitación ($H_x/2$) para HR del 10% y diferentes temperaturas del aire exterior; a) convección forzada predominante; b) convección natural predominante

5.2.2.3 Efectividad de cambio de aire (ε_a)

La efectividad de cambio de aire expresa la capacidad del sistema de ventilación para renovar el aire confinado con aire fresco. La Fig. 5.20 muestra el incremento porcentual promedio de la ε_a en función de los diferentes parámetros estudiados. Se observa que la velocidad es el parámetro más influyente en la ε_a , siempre que la velocidad y la temperatura sean inferiores a 1.5 m/s y 35.0 °C, respectivamente. Esta influencia primero se incrementa cuando la velocidad es inferior a 0.5 m/s y luego disminuye gradualmente a medida que aumenta la velocidad. Además, se observa que la temperatura también juega un papel importante en la ε_a cuando los valores de temperatura exterior están alrededor de los valores de la pared fría y caliente (28.0-33.0 °C) y cuando la temperatura exterior es de 40.0 °C. Por otro lado, el aumento de la ε_a es inferior al 1.0% para todos los valores de ΔT , y cuando la HR es inferior al 25.0%. Para valores de HR superiores al 25.0%, el aumento de la ε_a puede llegar hasta un 1.5%.

La Fig. 5.21 muestra el promedio de la efectividad de cambio de aire para los números de Ri y para los valores de temperatura y humedad relativa del aire exterior estudiados en el sistema TV-H. Cuando predomina la convección forzada ($Ri \ll 1$), las eficiencias de ventilación permanecen prácticamente constantes, en promedio de 0.46. Esto se debe principalmente a que el patrón de flujo no cambia en este caso. Además, en este intervalo de Ri , a medida que aumenta la HR, la eficiencia se vuelve menos dependiente de la temperatura exterior. Por otro lado, para valores de Ri entre 1 y 6, la eficiencia de ventilación aumenta levemente debido a una interacción más equitativa de la convección forzada y natural.

Cuando la velocidad de entrada es de 0.1 m/s y los valores de ΔT están entre 1.0 y 5.0 °C, el número de Ri está entre 26 y 147. En este caso predomina la convección natural y la eficiencia de la ventilación es mayor a mayor temperatura del aire exterior (40 °C). Esto se debe a que el aire a mayor temperatura tiene menor densidad, y debido a los efectos de flotabilidad, su movimiento se realiza de manera más eficiente. Asimismo, se observa que para temperaturas exteriores de 35.0 y 40.0 °C, existe una disminución de la ε_a a medida que aumenta el número de Ri (un aumento de ΔT), mientras que para las temperaturas exteriores de 25.0 y 30.0 °C presentan un aumento. Por lo tanto, cuanto más se acerque la temperatura exterior a la temperatura promedio de la habitación (T_{PRO}), menor será la ε_a . De lo anterior, se puede decir que cuando predomina la convección natural, la efectividad del intercambio de aire puede variar en un 31.0% dependiendo de la temperatura exterior y la T_{PRO} . Además, esta tendencia prevalece para los diferentes valores de HR estudiados, ver Fig. 5.21.

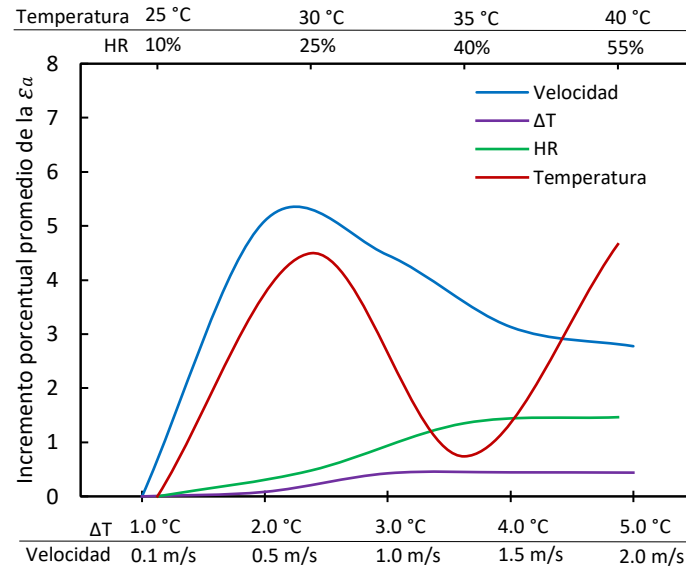


Fig. 5.20 Incremento promedio de la efectividad de cambio de aire en función de los parámetros estudiados; la velocidad, temperatura y HR corresponden al aire exterior y el ΔT corresponden a la diferencia de temperaturas entre las paredes caliente y fría de la habitación

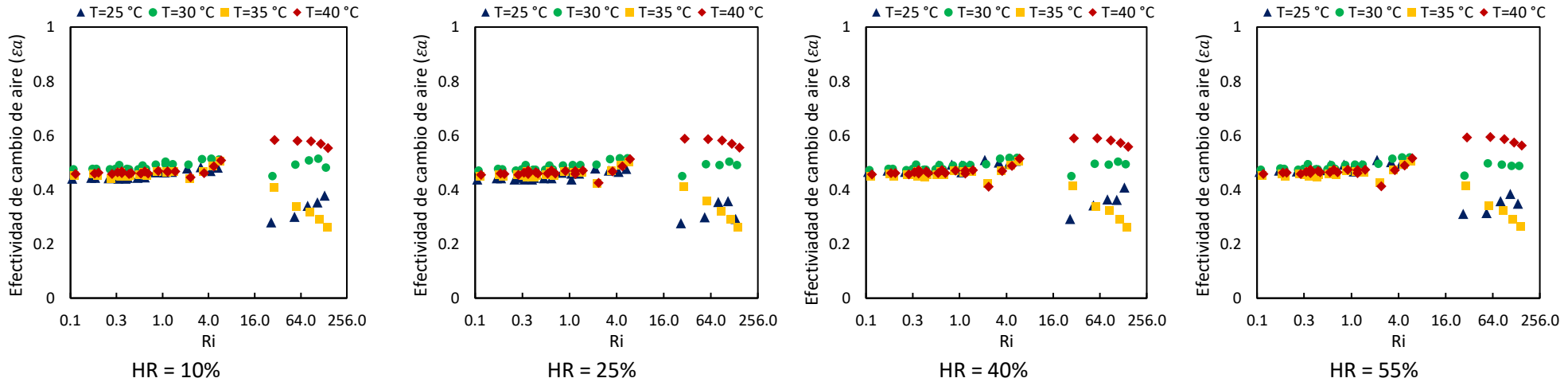


Fig. 5.21 Efectividad promedio del cambio de aire promedio dentro de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior

5.3 Resultados del estudio de convección mixta en un sistema torre de viento-habitación con humidificación

Se realizó un estudio paramétrico de la convección mixta con humidificación en el sistema TV-H, dicho estudio se enfoca en el desempeño del sistema en función del confort térmico, transferencia de calor y efectividad de ventilación. La metodología de simulación CFD fue validada con datos experimentales. En la etapa de validación se reprodujeron dos experimentos con humidificación; el primero consideró solo la torre de viento y el segundo consideró el sistema TV-H completo, ambos experimentos se describen en las secciones 3.3.1 y 3.3.2, respectivamente. El primer experimento se realizó para calcular los parámetros desconocidos del humidificador (tamaño y velocidad de las gotas), los cuales se determinaron utilizando CFD y realizando un análisis paramétrico y de sensibilidad. El segundo experimento se realizó para validar la convección mixta con humidificación en el sistema TV-H.

5.3.1 Validación

Para realizar la validación del modelo de humidificación (modelo de fase discreta) en el sistema TV-H y posteriormente realizar el estudio paramétrico de convección mixta con humidificación, era necesario conocer el tamaño y la velocidad de las gotas representativas del humidificador mencionado en la sección 3.3. Por lo tanto, ambos valores se determinaron al realizar un análisis paramétrico y de sensibilidad, reproduciendo los resultados del estudio experimental realizado en la torre de viento descrita en la sección 3.3.1 (ver Fig. 5.22). Una vez establecidos todos los parámetros del humidificador se reprodujo numéricamente el segundo experimento (ver Fig. 5.22), es decir, se simuló y validó el sistema TV-H antes y después de aplicar humidificación. La metodología antes mencionada se describe en la Fig. 5.22.

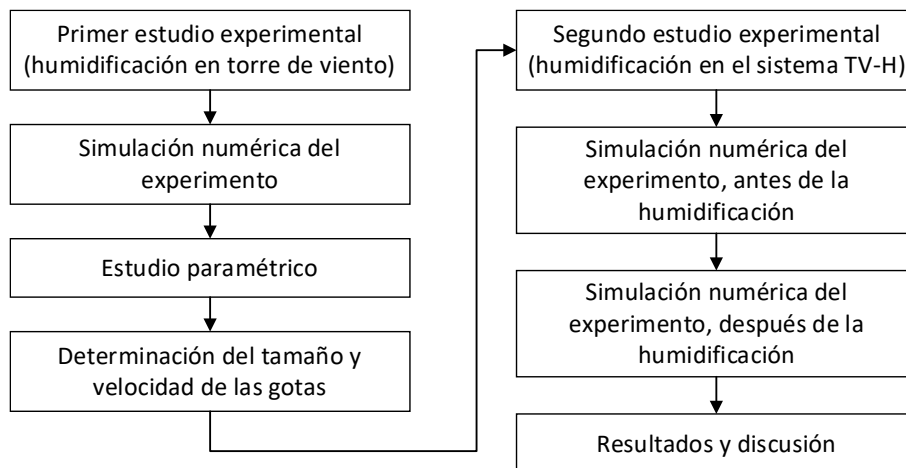


Fig. 5.22 Metodología utilizada para reproducir y validar los resultados CFD de la humidificación en el sistema TV-H

5.3.1.1 Resultados del primer experimento (humidificación en torre de viento)

Las condiciones de frontera para reproducir el primer experimento se muestran en la Tabla 5.2, estas fueron obtenidas al realizar múltiples mediciones en la temporada de primavera. Las mediciones se realizaron en intervalos de tiempo igual a 5 minutos en promedio, donde el humidificador se activaba los 3 últimos minutos. De los datos medidos se seleccionaron estados cuasi estacionarios y de estos se tomó solo una prueba experimental. Los valores de temperatura de bulbo seco (TBS) y bulbo húmedo (TBH) a la salida de la torre de viento se muestran en la Tabla 5.3. Se observó que el mayor enfriamiento evaporativo estaba en la parte inferior de la salida de la torre de viento (sensores en la posición 1 y 2), con una reducción de hasta 11.14 °C en la temperatura de bulbo seco. Por otra parte, en la parte superior de la torre de viento prácticamente no existía enfriamiento evaporativo (sensores en la posición 7 y 8), debido principalmente a que en estos puntos no tenía lugar la corriente principal de aire de la torre.

Tabla 5.2 Condiciones de frontera establecidas en el primer estudio experimental

	Parámetros de entrada (Proveniente del ventilador)	Parámetros de salida (Ventana de salida)
Temperatura	33.20 °C	33.20 °C
Velocidad	4 m/s	-
Presión	-	0 Pa
Humedad relativa	22.28 %	-

Tabla 5.3 Temperatura de bulbo seco y húmedo a la salida de la torre de viento en el primer estudio experimental

Posición del sensor (ver Fig. 3.7c)	1	2	3	4	5	6	7	8
Temperatura de bulbo seco (°C)	22.06	24.04	26.07	28.40	30.79	30.85	32.14	32.31
Temperatura de bulbo húmedo (°C)	17.59	18.33	17.15	21.48	19.38	18.77	18.32	19.04

5.3.1.2 Simulación numérica del primer experimento y determinación del tamaño y velocidad de las gotas

Los parámetros conocidos del humidificador se muestran en la Tabla 3.2 de la sección 3.3; estos se utilizan para alimentar el modelo matemático del modelo de fase discreta (Ec. (40)). Algunos parámetros del modelo del humidificador se tomaron de acuerdo a la revisión de literatura. Por ejemplo, el número de corrientes de gotas se consideró de 300, de acuerdo con el análisis de sensibilidad realizado por Montazeri *et al.* [150]. Para

determinar la velocidad de las gotas se utilizó la Ec. (41), aplicando coeficientes de descarga del humidificador en el intervalo establecido en la referencia [96].

En el presente análisis de sensibilidad se consideraron 8 tamaños diferentes de gotas; para el tamaño de gota máximo, mínimo y promedio, y 5 coeficientes de descarga. En total se realizaron 40 simulaciones. Para cada una de ellas las temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo a la salida de la torre de viento se compararon con los datos obtenidos experimentalmente (Tabla 5.3). Los tamaños de gota máxima, mínima, promedio y coeficiente de descarga que mejor reprodujeron los datos experimentales fueron 420 μm , 69 μm , 225 μm , y 0.8, respectivamente. Para estos parámetros, la diferencia porcentual entre los datos numéricos y experimentales de la temperatura de bulbo seco y húmedo se muestran en las Figs. 5.23 y 5.24, respectivamente. La posición de los sensores 1-8 puede verse en la Fig. 3.7c.

Para la temperatura de bulbo seco 6 sensores presentaron desviaciones menores o iguales al 5.0% y 2 sensores presentaron desviaciones porcentuales entre 5.0 y 10.0%. Para la temperatura de bulbo húmedo 5 sensores presentaron desviaciones menores o iguales al 5.0% y 3 sensores presentaron desviaciones porcentuales entre 5.0 y 10.0%. Las desviaciones porcentuales fueron similares a las presentadas en el trabajo de Montazeri *et al.* [150].

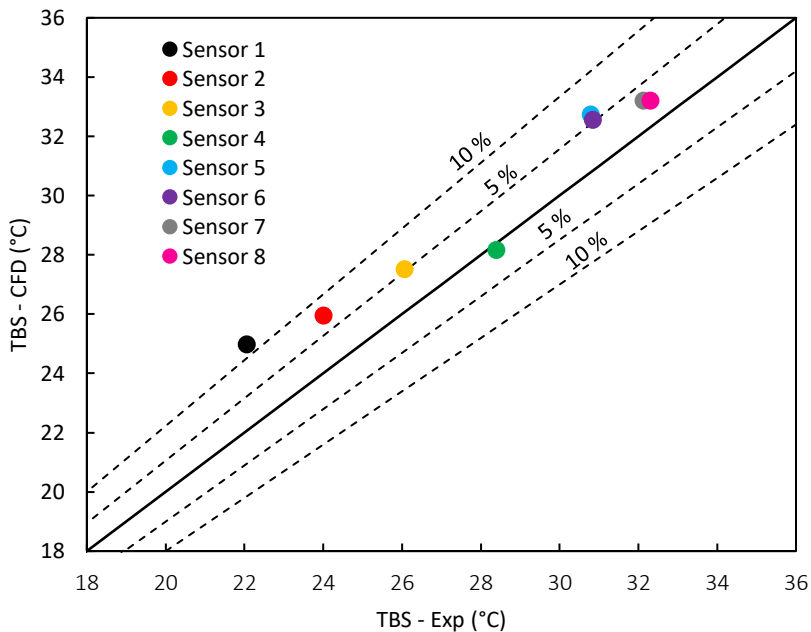


Fig. 5.23 Desviación porcentual entre datos numéricos y experimentales para la temperatura de bulbo seco (TBS)

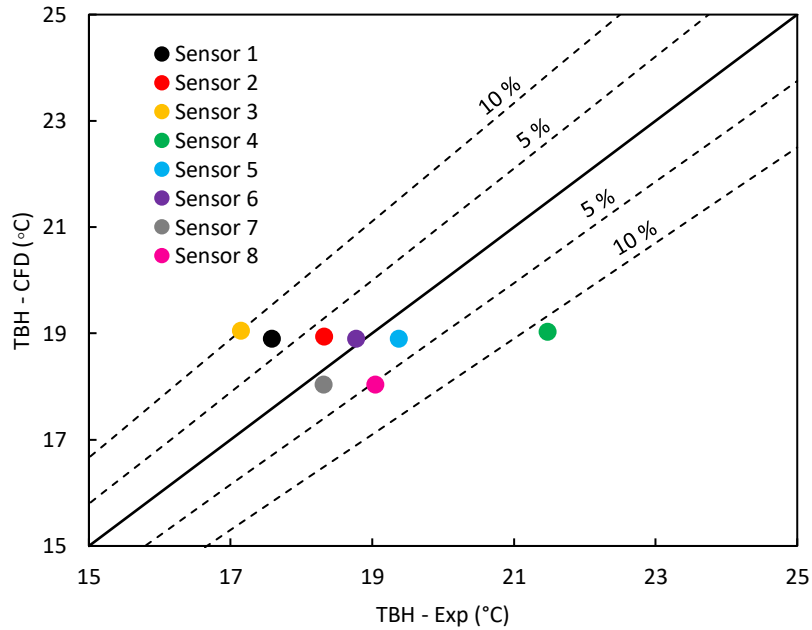


Fig. 5.24 Desviación porcentual entre datos numéricos y experimentales para la temperatura de bulbo húmedo (TBH)

5.3.1.3 Resultados del segundo experimento (humidificación en el sistema TV-H)

Las condiciones de frontera para la simulación del segundo experimento se obtuvieron en la temporada de primavera. Las mediciones se realizaron en intervalos de tiempo igual a 15 minutos en promedio, donde el humidificador se activaba los últimos 10 minutos. De todas las mediciones realizadas se seleccionó solo una y de esta se obtuvo un estado cuasi estacionario. Las condiciones de frontera de dicho estado se muestran en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4 Condiciones de frontera establecidas en el segundo estudio experimental

Condiciones de frontera en las paredes de la habitación					
Pared sur	Pared norte	Pared este	Pared oeste	Techo	Piso
31.33 °C	30.19 °C	31.47 °C	31.11 °C	30.82 °C	31.31 °C
Velocidad de entrada (Proveniente del ventilador)			Presión de salida (Ventana de salida de la torre)		
Temperatura		34.36 °C	Temperatura		34.36 °C
Velocidad		4 m/s	Velocidad		0 m/s
Presión		-	Presión		0 Pa
HR		18 %	HR		-

La Fig. 5.25 muestra las temperaturas de bulbo seco y las humedades relativas obtenidas del segundo experimento antes y después de humidificar. Dichos valores pertenecen a los perfiles verticales ($H_V/2$) en el plano medio de la habitación ($H_X/2$), ver Fig. 3.8. En general, se observó que, en el perfil medido, después de humidificar el aire la temperatura de bulbo seco se redujo en promedio 3.95 °C y la humedad relativa aumentó un 26.20%.

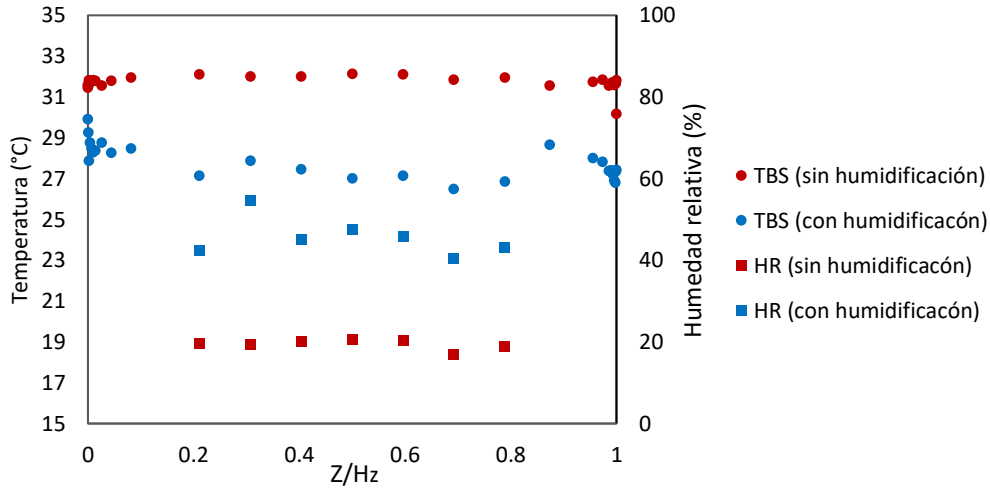


Fig. 5.25 Temperaturas de bulbo seco y las humedades relativas obtenidas del segundo experimento antes y después de humidificar

5.3.1.4 Resultados de la simulación numérica del segundo experimento (humidificación en el sistema TV-H)

La validación de la convección mixta con humidificación se realizó considerando el coeficiente de descarga y tamaño de gotas obtenidos en la sección 5.3.1.2. Los ajustes de la simulación numérica se muestran en la sección 4.3 y las condiciones de frontera se tomaron de la Tabla 5.4. Para asegurar que la velocidad del aire que entra a la torre de viento es consistente con la medida experimentalmente, se compararon los resultados numéricos obtenidos con los medidos por los tres anemómetros a la entrada de la torre, ver Fig. 5.26. La desviación cuadrática media fue de 0.25 m/s, equivalente a una desviación porcentual de 19.6%. Se concluye entonces que en la simulación la velocidad a la entrada de la torre de viento es correcta.

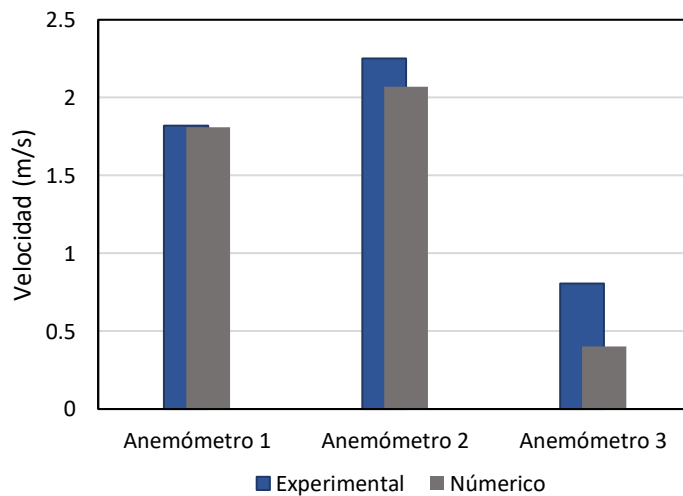


Fig. 5.26 Comparación numérico experimental de las velocidades en la entrada de la torre de viento

En el segundo experimento se realizaron dos pruebas; antes y después de encender el humidificador, por lo tanto, los resultados representan un mismo sistema sometido a dos condiciones diferentes: sin y con humidificación. Para validar los datos numéricos se compararon las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo en el perfil horizontal del plano medio antes y después de utilizar humidificación, ver Figs. 5.27 y 5.28. En estas también se presenta la incertidumbre experimental, la cual fue de $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\pm 1.89\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo, respectivamente.

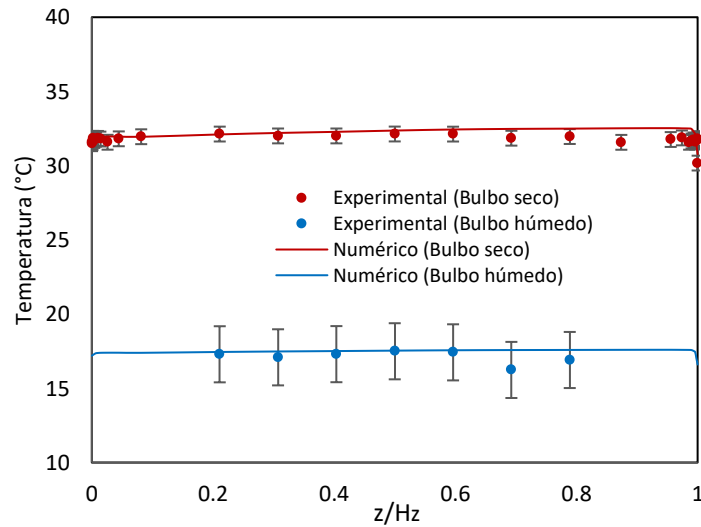


Fig. 5.27 Comparación numérico-experimental de las temperaturas de bulbo húmedo y seco en el plano medio de la habitación a la altura $H_v/2$ (Sistema TV-H sin humidificación)

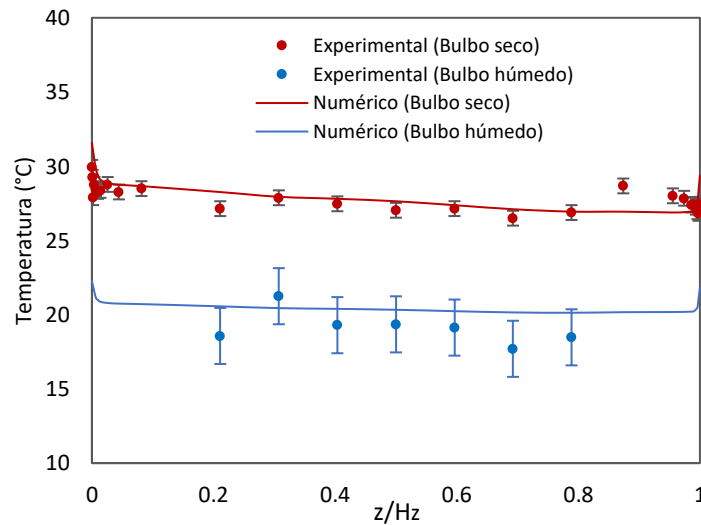


Fig. 5.28 comparación numérico-experimental de las temperaturas de bulbo húmedo y seco en el plano medio de la habitación a la altura $H_v/2$ (Sistema TV-H con humidificación)

En la Fig. 5.27 se compara la temperatura numérica y experimental del sistema TV-H sin humidificación, donde se obtuvo un error de sesgo medio de $0.48\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $0.42\text{ }^{\circ}\text{C}$ para la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, respectivamente. Se observa que los

resultados numéricos de la temperatura de bulbo seco comparan muy bien con los datos experimentales, con errores menores al 5.0%. De igual manera la temperatura de bulbo húmedo coincide muy bien con los datos experimentales con errores menores del 10.0%. Por otro lado, la temperatura numérica y experimental del sistema TV-H con humidificación se muestra en la Fig. 5.28. Se observa que al agregar el modelo de fase discreta a la simulación e implementar la humidificación en la simulación, los errores aumentaron. Ahora el error de sesgo medio es de 0.90 °C y 1.72 °C para la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, respectivamente. Pese a esto, la temperatura de bulbo seco presentó errores menores al 5.0% en todos los puntos comparados excepto en uno. Además, los datos numéricos de temperatura de bulbo seco coinciden de mejor manera cerca de la pared caliente. La temperatura de bulbo húmedo por su parte presentó errores menores al 10.0% en todos los puntos excepto en dos, mismos que están fuera de la incertidumbre experimental.

En la Fig. 5.29 se muestran contornos de temperatura y humedad relativa para el sistema TV-H sin y con humidificación. Se observa que al aplicar humidificación la temperatura promedio de la habitación se reduce de 32.0 a 27.0 °C y la humedad relativa aumenta en promedio de 20.0 a 50.0%. también se observa que la menor temperatura y mayor humedad relativa se presentan en la parte central inferior de la habitación, esto se debe a que la corriente de aire fría proveniente de la torre de viento pasa primero por esta zona, después de humidificar en la torre de viento.

Se evaluaron los índices PMV y PPD para constatar que la humidificación es capaz de mejorar las condiciones de confort térmico. Estos índices se calcularon en el plano medio de la habitación, ver Fig. 5.30. Se observa que sin humidificación la sensación de confort dentro de la habitación es ligeramente caliente con un porcentaje predicho de insatisfechos ligeramente mayor al 20.0%. Al aplicar humidificación la sensación de confort es neutra con un porcentaje predicho de insatisfechos menor al 10.0%. Por lo tanto, bajo las condiciones del experimento, al aplicar humidificación se obtiene excelente confort térmico dentro de la habitación.

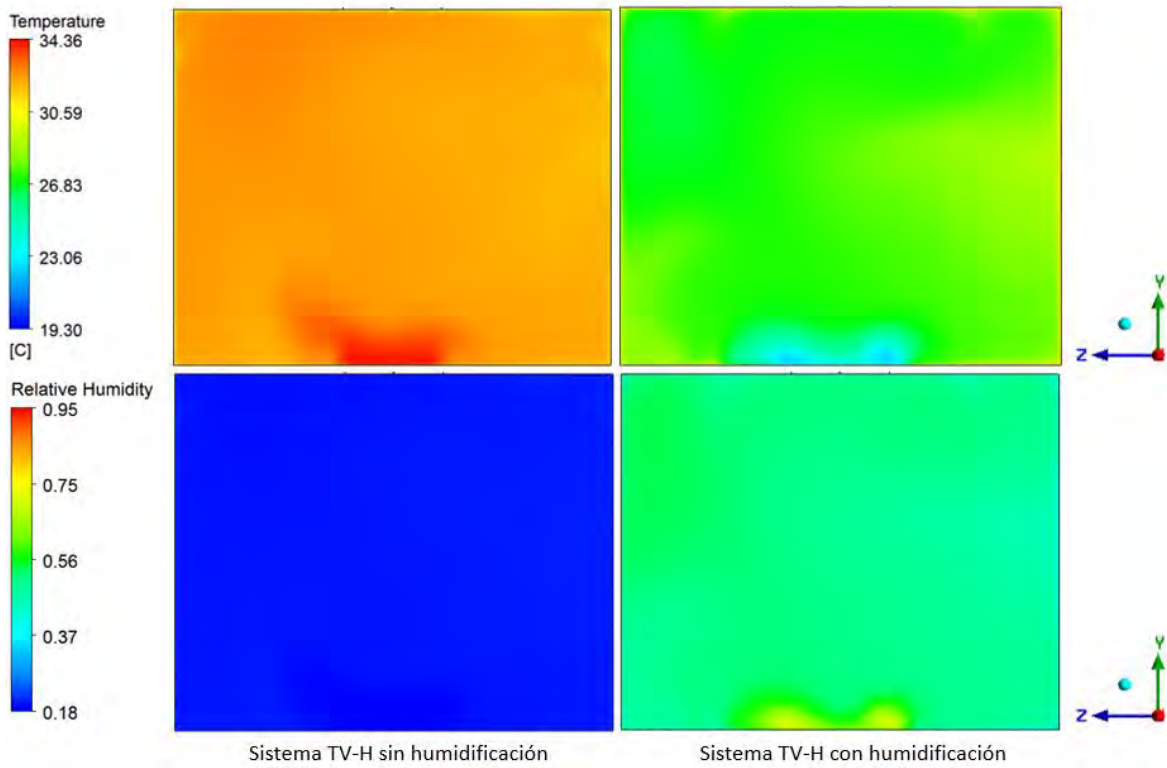


Fig. 5.29 Campos de temperatura y humedad relativa para el sistema TV-H sin (izquierda) y con humidificación (derecha)

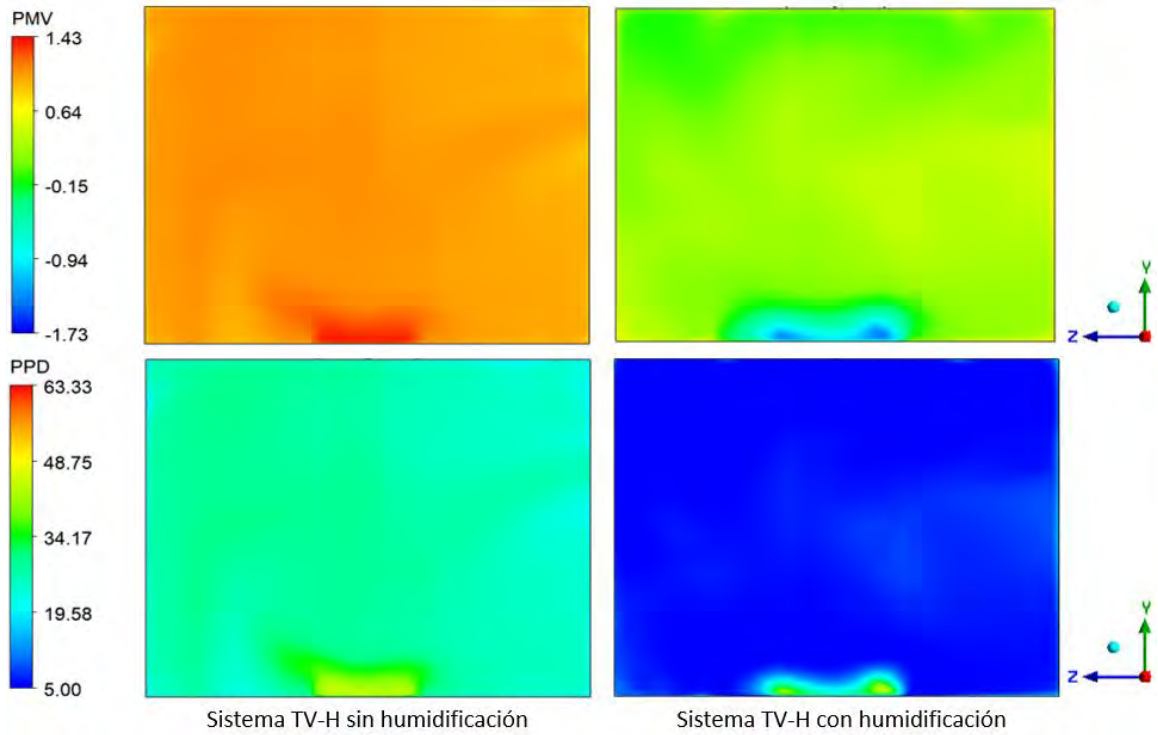


Fig. 5.30 Campos de PMV y PPD para el sistema TV-H sin (izquierda) y con humidificación (derecha)

5.3.2 Estudio paramétrico de la convección mixta en el sistema TV-H con humidificación

El estudio de la convección mixta con humidificación en el sistema torre de viento-habitación, se enfocó en analizar el efecto de los parámetros ambientales y condiciones de operación del sistema sobre la transferencia de calor, el confort térmico, y eficiencia de ventilación en la habitación.

5.3.2.1 Transferencia de calor

La Fig. 5.31 muestra el incremento promedio del número de Nu en función de los parámetros estudiados. Se observa que, en la pared fría, los parámetros influyentes son únicamente la temperatura, humedad y la velocidad del aire en la entrada de la torre. En promedio, la temperatura es un 86.0% y 74.0% más influyente que la velocidad y la HR, respectivamente. Además, el ΔT no tiene una influencia significativa sobre el Nu en la pared fría, debido a que la temperatura en esta pared se mantuvo constante. En cuanto a la pared caliente; en promedio, la temperatura fue 67.0%, 79.0% y 67.0% más influyente que la velocidad, el ΔT y la HR, respectivamente. Entonces, de acuerdo a lo anterior, podemos decir que la temperatura es el parámetro más influyente, y la humedad si juega un papel importante en comparación con el estudio paramétrico sin humidificación (sección 5.2.2).

Para estudiar la influencia de la humidificación sobre la convección mixta, se compararon los resultados obtenidos en esta sección contra los obtenidos en la sección 5.2.2 (sistema sin humidificación). En general se observó un aumento en el número de Nu, debido principalmente a que la temperatura se reduce al aplicar humidificación. La Fig. 5.32 muestra el incremento promedio del número de Nu en la pared fría y caliente en relación al sistema sin humidificación, para los diferentes parámetros estudiados. Se observa en general que la humidificación influye más en la pared fría, a causa principalmente de que la temperatura de la pared fría siempre es menor a la de la pared caliente. También se observa que la humidificación es más influyente para las diferentes temperaturas de aire exterior estudiadas, con incrementos promedio en el número de Nu de hasta 88 para la pared fría. Por otro lado, en los demás parámetros la influencia de la humidificación es menor y prácticamente igual de influyente en todos ellos, con incrementos promedio del número de Nu en el rango de 21 a 28.

El número de Nu promedio en la pared fría y caliente para todos los casos estudiados se muestra en la Fig. 5.33. Los números de Nu positivos indican que la transferencia de calor es de la pared al fluido. Los números de Nu negativos indican que la transferencia de calor es del fluido a la pared. En ambos casos, hay mayor transferencia de calor cuando predomina la convección forzada ($Ri \ll 1$) que cuando predomina la convección natural ($Ri \gg 1$), por lo que el sistema es más eficiente para extraer calor de la habitación cuando predomina la convección forzada. La tendencia del número de Nu se mantuvo para los

diferentes valores de HR estudiados, con una variación promedio de 15.8 y 16.3 en la pared caliente y fría, respectivamente.

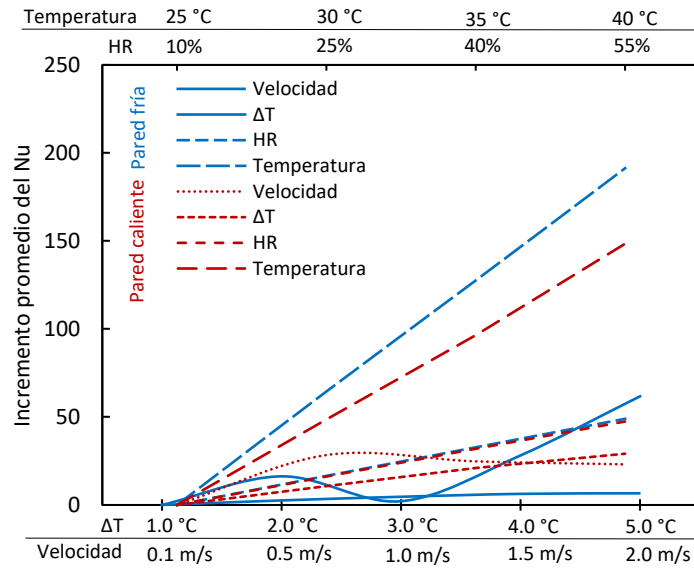


Fig. 5.31 Incremento promedio del número de Nu en función de los parámetros estudiados

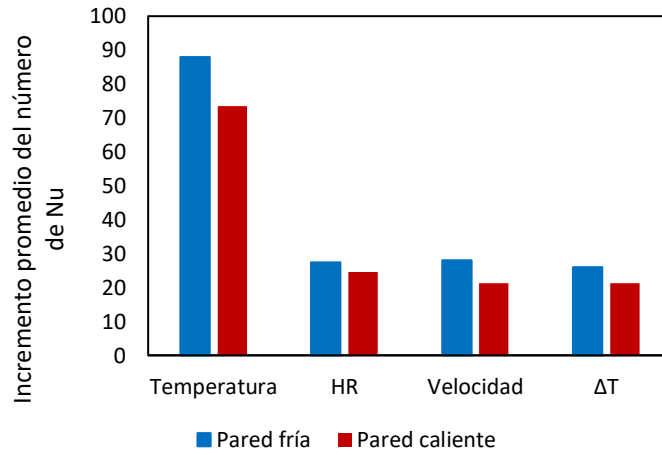


Fig. 5.32 Incremento promedio del número de Nu en la pared fría y caliente al aplicar humidificación

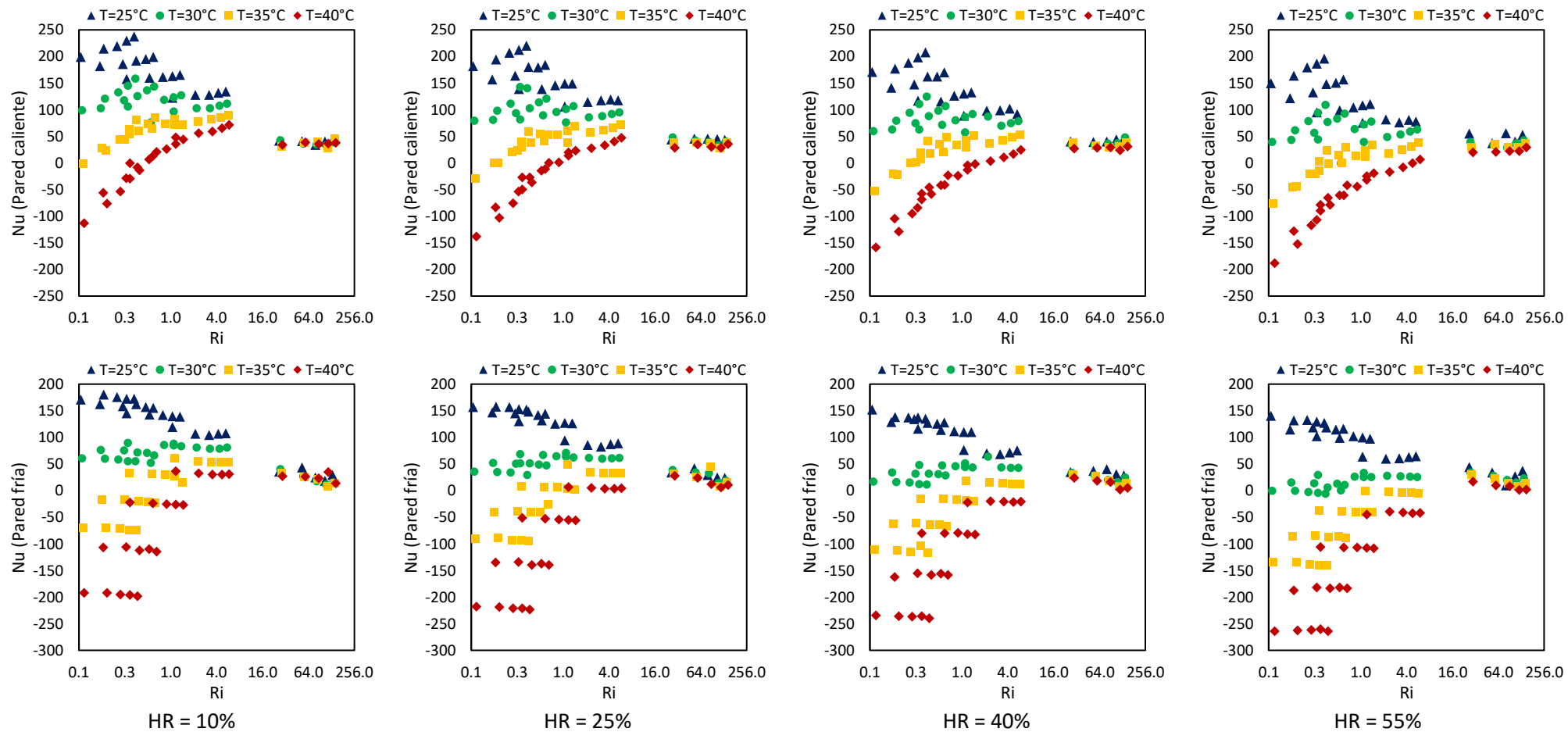


Fig. 5.33 Nu promedio en la pared fría y caliente de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativa del aire exterior

5.3.2.2 Confort térmico

La Fig. 5.34 muestra el incremento promedio del PPD en función de los parámetros estudiados. Se observa que la temperatura del aire en la entrada de la torre tiene una influencia importante cuando es menor a 30.0 °C, con aumentos promedios en el PPD de hasta 11.5%. Esto se debe principalmente que el discomfort térmico se da por sensaciones de frío, ligadas principalmente a la disminución innecesaria de la temperatura al aplicar humidificación. Para temperaturas entre a 35.0 y 40.0 °C el PPD aumenta solo un 0.5% entre cada valor de temperatura estudiado. Por otro lado, la velocidad también es un parámetro influyente en el confort térmico, teniendo incrementos de hasta el 13.3% sobre el PPD para 2 m/s. La humedad relativa solo juega un papel importante sobre el PPD para valores mayores al 40%, a causa principalmente de que la humidificación deja de ser eficiente con valores altos de humedad en el aire, por lo tanto, la disminución de la temperatura es poca bajo estas circunstancias. En cuanto al ΔT este parámetro presenta incrementos promedio menores al 1% en el PPD, por lo tanto, no juega un papel importante en el confort térmico.

Para estudiar la influencia de la humidificación sobre la convección mixta, se compararon (Fig. 5.35) los resultados de PPD obtenidos en esta sección contra los obtenidos en la sección 5.2.2, para los diferentes parámetros estudiados. Se observa que al aplicar humidificación la mayor variación de PPD se da al variar el parámetro de temperatura, con aumentos promedio en el PPD del 22.7%. Para el resto de los parámetros se presentan incrementos del 16.0%. En conclusión, la variación del PPD cuando se aplica humidificación es importante, especialmente para el parámetro de temperatura.

La Fig. 5.36 muestra el PMV y el PPD en función del número de Ri y de los valores de temperatura y humedad relativa estudiados en el sistema TV-H con humidificación. Cuando predomina la convección forzada ($Ri \ll 1$) se observa que para una temperatura del aire de 25.0 y 30.0 °C se obtienen valores PPD entre el 10.0% y 46.0%, lo cual equivale a valores de PMV por debajo de 0; esto se debe a que para estas temperaturas del aire exterior al disminuir la temperatura mediante humidificación del aire, aumenta la sensación de frío. Para una temperatura del aire de 35.0 °C se obtienen valores de PPD menores al 20.0%, siempre y cuando la humedad del aire en la entrada de la torre sea menor o igual al 40.0%. Bajo estas circunstancias la sensación de confort térmico es buena [104] ya que el PMV se mantiene entre -1 y 1, lo cual se traduciría a sensaciones de confort ligeramente cálidas, neutras y ligeramente frías. A partir de humedades mayores al 40% la humidificación es ineficiente, esto también fue informado en el trabajo de Kang y Strand [68] para una torre de viento diferente. Por otro lado, es sabido que el confort térmico es fuertemente dependiente de la velocidad del aire. Esto último se puede observar en la gráfica del PPD para la temperatura de 40.0 °C y humedades de 40% y 55%. Se observa que a medida que aumenta la velocidad, el discomfort térmico también

aumenta. También se observa que para la temperatura de 40.0 °C solo se consiguen condiciones de confort adecuadas (PPD menor al 20.0%) si la velocidad del aire es menor a 1.5, 1.0, y 0.5 m/s para humedades relativas de 10.0, 25.0 y 40.0% respectivamente. Por otra parte, cuando la convección natural es la que prevalece ($Ri \gg 1$), se obtienen sensaciones de confort adecuadas, generalmente valores del PPD menores al 20%. Esto último se debe a que predomina completamente la convección natural y la temperatura en el interior de la habitación es un promedio entre la temperatura de la pared caliente y fría ($T_{PRO} = (T_C + T_F) / 2$).

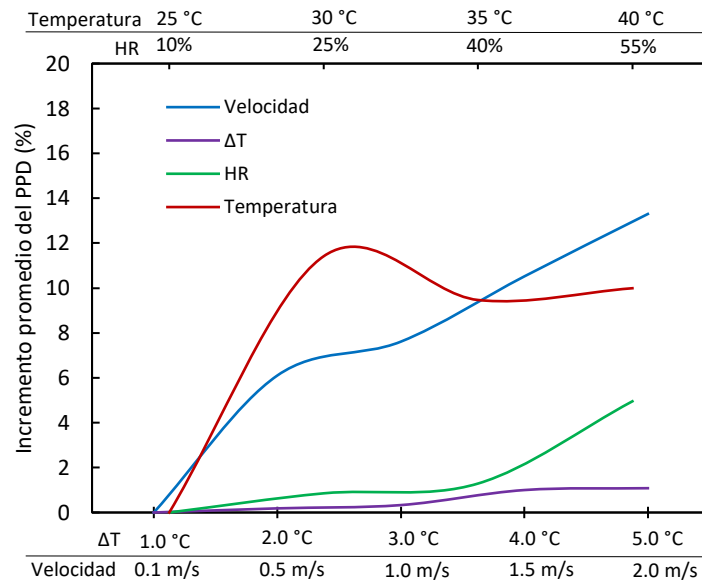


Fig. 5.34 Incremento promedio del PPD en función de los parámetros estudiados

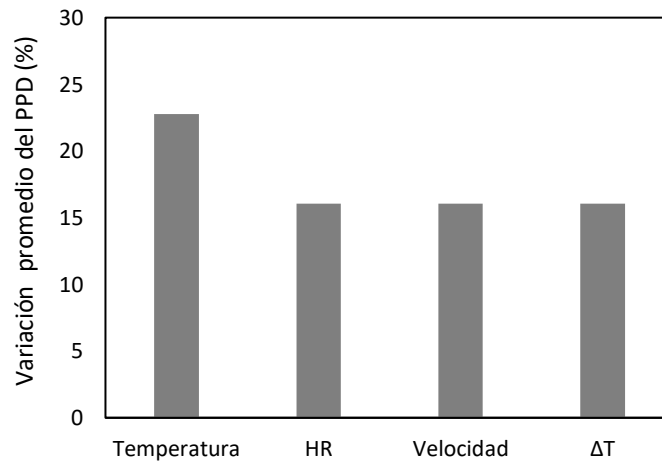


Fig. 5.35 Variación promedio del PPD al aplicar humidificación

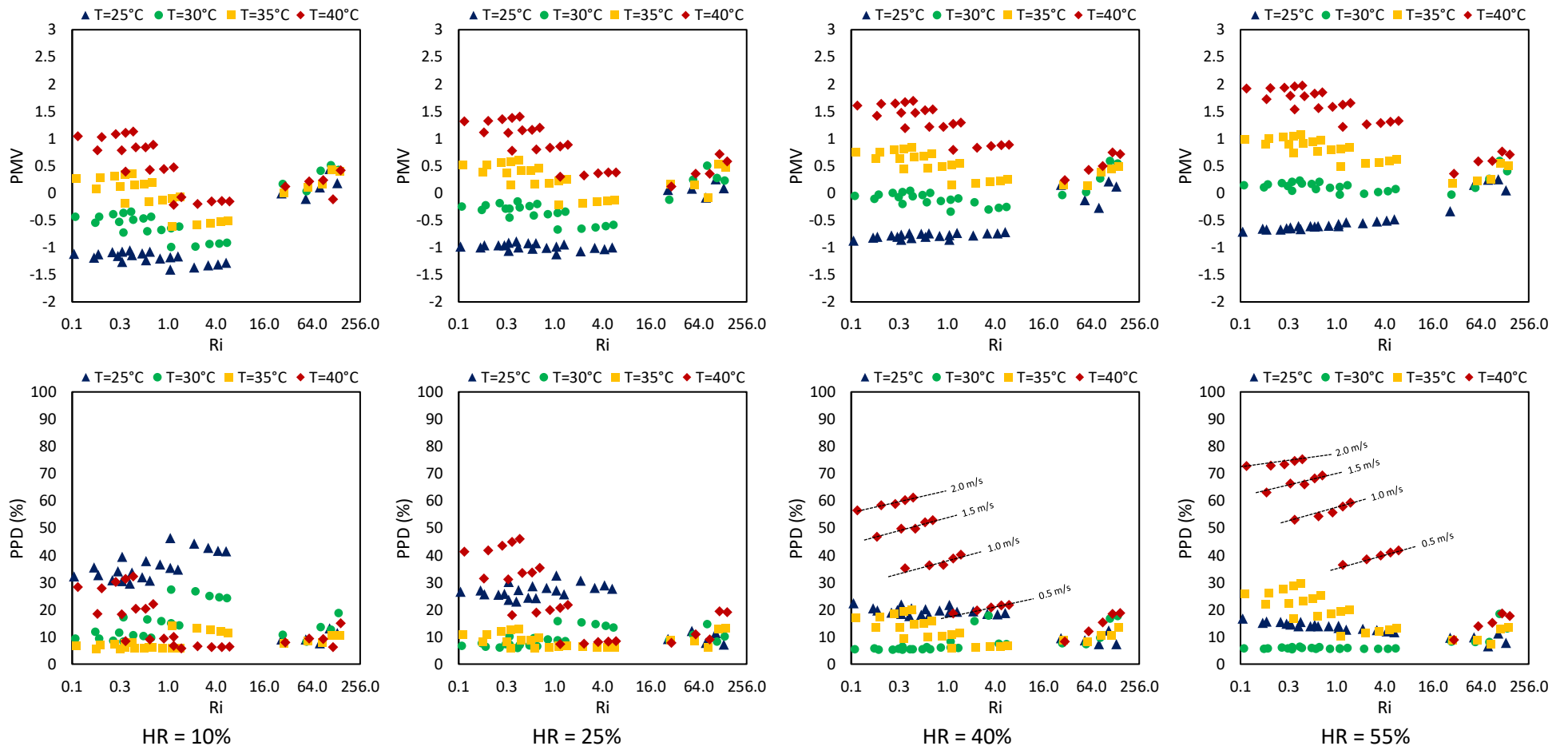


Fig. 5.36 PMV y PPD promedio dentro de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior

5.3.2.3 Efectividad de cambio de aire (ϵ_a)

La Fig. 5.37 muestra el incremento porcentual promedio de ϵ_a en función de los diferentes parámetros estudiados. Se observa que la velocidad es el parámetro más influyente en la ϵ_a , y tiene un aumento importante (9.3%) cuando se pasa de una velocidad de 0.1 m/s a una de 0.5 m/s, mientras que la influencia disminuye paulatinamente después de 0.5 m/s. También se observa que el ΔT y la humedad relativa y la temperatura del aire exterior no tienen una influencia significativa en la ϵ_a , generalmente el aumento de la ϵ_a es menor al 2.5% para estos valores. Para estudiar la influencia de la humidificación sobre la convección mixta, se compararon los resultados de ϵ_a obtenidos en esta sección contra los obtenidos en la sección 5.2.2. La Fig. 5.38 muestra la variación promedio del PPD para los diferentes parámetros estudiados. En general al aplicar humidificación la ϵ_a disminuyó un 2.45%, esto debido a que el aire húmedo es más difícil de moverse. En general los parámetros de velocidad y ΔT presentaron valores más altos de incremento en la ϵ_a . En otras palabras, estos parámetros combinados con la humidificación tienen mayor peso en la efectividad de cambio de aire.

La Fig. 5.39 muestra el promedio de la efectividad del intercambio de aire para los números de Ri y valores de temperatura y humedad relativa estudiados en el sistema TV-H con humidificación. Se observa que la eficiencia de ventilación esta entre 0.43 y 0.53 cuando predomina la convección forzada ($Ri \ll 1$) y entre 0.24 y 0.53 cuando predomina la convección natural ($Ri \gg 1$). Al igual que el estudio de la sección 5.2.2, esto se debe a que el patrón de flujo en ambas convecciones es diferente. En general el sistema es más eficiente cuando predomina la convección forzada.

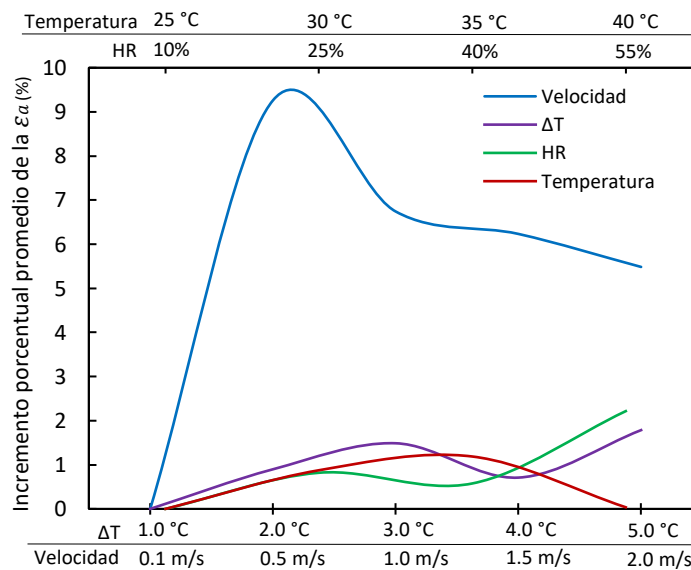


Fig. 5.37 Incremento promedio de la efectividad de cambio de aire en función de los parámetros estudiados

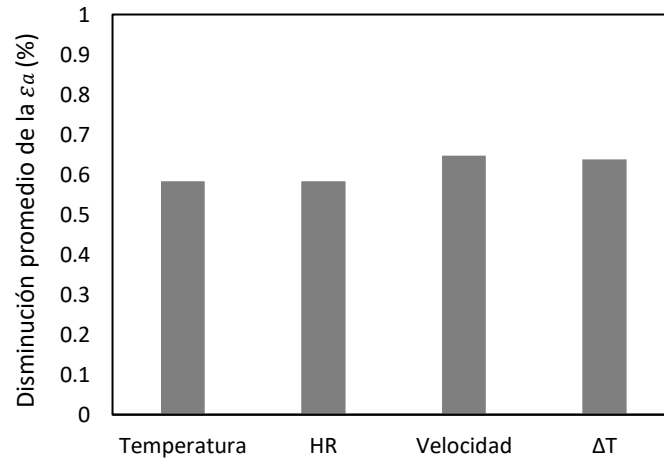


Fig. 5.38 Disminución promedio de la ϵ_a al aplicar humidificación

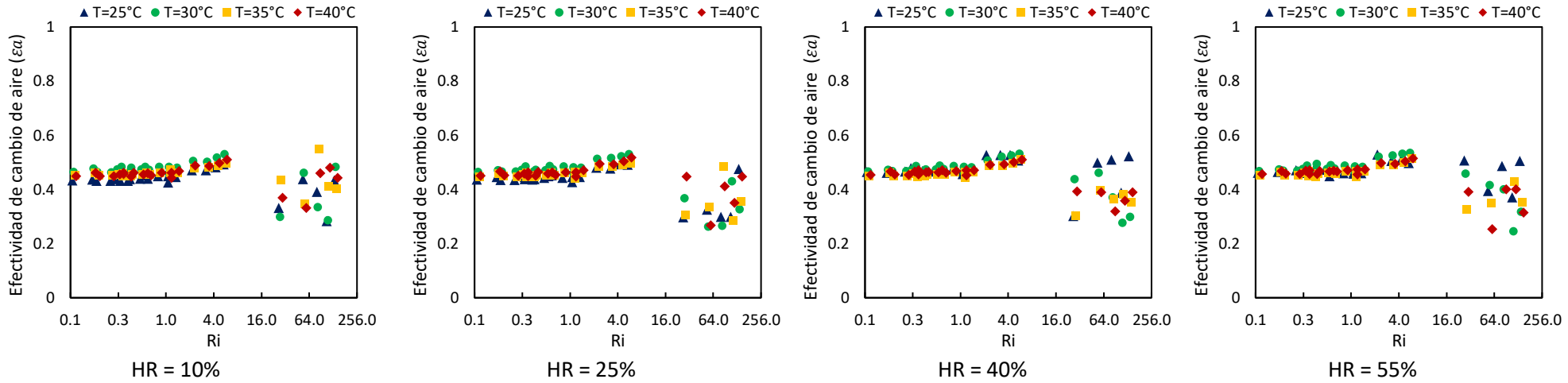


Fig. 5.39 Efectividad promedio del cambio de aire promedio dentro de la habitación para diferentes números de Ri, temperaturas y humedades relativas del aire exterior

Capítulo VI

Conclusiones y recomendaciones

En este capítulo se presentan las conclusiones de los estudios realizados, así como las recomendaciones para mejorar y complementar el estudio.

6.1 Conclusiones

Las principales conclusiones de cada estudio realizado se muestran a continuación.

Convección natural

Se estudió la convección natural turbulenta en la caseta CAGETEV con características de una habitación típica de México. Los datos experimentales se obtuvieron bajo condiciones reales de operación, donde la pared caliente (pared sur) interactuaba con las condiciones climáticas ambientales y la pared fría (pared norte) se mantuvo a temperatura prácticamente constante por efecto de un intercambiador de calor. Las simulaciones numéricas se realizaron en estado transitorio para un tiempo real total de 25 horas y 18 minutos, considerando condiciones de frontera oscilatorias obtenidas experimentalmente.

Las simulaciones numéricas se realizaron bi y tridimensionalmente. Los resultados mostraron que los perfiles de temperatura horizontal y vertical del plano medio tuvieron un comportamiento cualitativo semejante al trabajo experimental y a los reportados anteriormente en la literatura para estados cuasi estacionarios. Los resultados de velocidad obtenidos de forma tridimensional se comparan mejor con los datos experimentales, que los obtenidos bidimensionalmente.

Además, se encontró que la simulación bidimensional sobreestima la transferencia de calor hasta en un 15.3% en la pared caliente. En ambos casos se evaluaron diferentes modelos de turbulencia, encontrando que en cuestión de temperatura el modelo k-omega estándar fue el que tuvo mejor desempeño, mientras que para la velocidad fue el modelo k-omega SST.

Convección mixta en el sistema TV-H sin humidificación

Se estudió la convección mixta en un sistema TV-H en un intervalo de números de Ri entre 6.6×10^{-2} y 1.5×10^2 , bajo diferentes parámetros ambientales de operación los cuales fueron temperatura, humedad y velocidad del aire exterior. Además, este estudio también consideró el calentamiento diferencial de la habitación a través de las paredes sur y norte. Las principales conclusiones se resumen a continuación:

- Se evaluaron cinco modelos de turbulencia diferentes y se encontró que aplicando el modelo de turbulencia k- ϵ estándar los resultados numéricos de velocidad y temperatura se aproximan más a los resultados experimentales.
- Los resultados numéricos son capaces de predecir cualitativa y cuantitativamente los resultados experimentales, con un error de sesgo medio de 0.49 °C para la temperatura y un error porcentual del 24.4% para la velocidad del aire.
- Los parámetros más influyentes en la transferencia de calor son la temperatura y la velocidad del aire, mientras que la HR no influye significativamente. En cuanto al

confort térmico, se encontró que la temperatura es el parámetro más influyente, con aumentos de PPD de hasta un 70.0%, mientras que la humedad relativa, la velocidad y la diferencia de temperatura en las paredes solo proporcionan aumentos de PPD inferiores al 8.3%. En cuanto a la efectividad del intercambio de aire, la velocidad fue el parámetro más influyente, siempre que la velocidad y la temperatura sean inferiores a 1.5 m/s y 35 °C, respectivamente; de lo contrario, la temperatura es el parámetro más influyente.

- Al analizar la transferencia de calor se encontró que para valores de velocidad alta (Ri mucho menores a 1), prevalece la convección forzada, por lo que se extrae hasta un 71% más de calor de la habitación que cuando prevalece la convección natural. Por tanto, cuando prevalece la convección natural la extracción es deficiente, lo que provocaría un aumento de la temperatura de la habitación durante el día.
- Al analizar el confort térmico en el estudio paramétrico, se encontró que la torre de viento logra una sensación de confort neutral en el interior de la habitación; cuando la temperatura del aire exterior es de 25 °C para los intervalos completos de Ri y HR estudiados. Cuando la temperatura del aire exterior es de 30 °C la sensación neutra se obtiene sólo para 10% y 15% de humedad relativa, y Ri menor que 1. Para 35 °C y 40 °C no se alcanza el confort térmico. En este caso, sería recomendable humedecer el aire (refrigeración por evaporación).
- Al analizar la ventilación en el estudio paramétrico se encontró que la efectividad del intercambio de aire es parcialmente constante cuando predomina la convección forzada ya que el patrón de flujo es el mismo. Mientras que cuando prevalece la convección natural, la efectividad del intercambio de aire puede variar en un 31% dependiendo de la temperatura exterior y la temperatura promedio de las paredes de la habitación. Esto último implica que el rendimiento de la ventilación en los sistemas TV-H no es constante a bajas velocidades del viento (velocidades iguales o cercanas a 0.1 m/s), por lo que, además de la velocidad, se deben tener en cuenta las temperaturas del aire exterior y de las paredes al diseñar un entorno ergonómico.

Convección mixta en el sistema TV-H con humidificación

Se estudió la convección mixta en un sistema TV-H bajo las mismas condiciones paramétricas que el estudio anterior, pero considerando ahora la humidificación. Las principales conclusiones se resumen a continuación:

- Los tamaños de gota máxima, mínima, promedio y coeficiente de descarga que mejor reprodujeron los datos experimentales del humidificador fueron 420 μm , 69 μm , 225 μm y 0.8 respectivamente; dichos valores proporcionaron errores porcentuales menores al 10%.

- Al validar los resultados numéricos de la convección mixta con humidificación se encontraron desviaciones porcentuales menores al 19.6%, para la velocidad del aire en la entrada de la torre; y menores a 5% y 10% para la temperatura de bulbo seco y húmedo a la salida de la torre, respectivamente.
- La reproducción numérica del experimento también mostró que, al aplicar humidificación la temperatura promedio de la habitación se reduce de 32 a 27 °C y la humedad relativa aumenta en promedio de 20 a 50%. Además, bajo las condiciones experimentales, la humidificación fue capaz de reducir el PPD hasta un valor de 10%, lo cual se traduce en una sensación térmica neutra.
- El estudio mostró que la temperatura fue el parámetro más influyente en la transferencia de calor y que, a diferencia de cuando no se aplica humidificación, la humedad relativa sí tiene un papel importante. De tal manera que la humidificación puede influenciar en incrementos del número de Nu iguales a 88, para los diferentes valores de temperatura estudiados, y en incrementos en el rango de 21 a 28 para el resto de los diferentes parámetros.
- En cuanto al confort térmico, la temperatura es un parámetro influyente siempre que la temperatura del aire en la entrada sea menor a 30 °C, con un incremento promedio en el PPD de 11.5%. La velocidad por su parte influye en incrementos promedio del PPD de 13.3%. Además, al aplicar humidificación, el PPD puede variar un 22.7% en promedio para los diferentes valores de temperatura estudiados. En cuanto al resto de parámetros el PPD varía un 16.0%.
- En términos de ventilación, al aplicar humidificación la efectividad de cambios de aire puede reducirse hasta un 2.45%, principalmente porque el aire húmedo es más difícil de mover.

Los hallazgos obtenidos en este trabajo contribuyen a una mejor comprensión del desempeño de la convección natural en habitaciones y de convección mixta en los sistemas TV-H. Asimismo, los resultados pueden ser una guía para diseñar e incorporar torres de viento en edificios. Además, los resultados experimentales pueden tomarse como un caso de referencia para la reproducción numérica de convección natural en habitaciones y convección mixta en sistemas TV-H.

6.2 Recomendaciones

Se recomienda realizar mediciones experimentales reduciendo las fluctuaciones de velocidad provenientes del ventilador. Además, extender las pruebas a las temporadas de otoño e invierno.

Es recomendable correlacionar los datos del estudio paramétrico utilizando Machine Learning para obtener una correlación capaz de predecir la transferencia de calor, el confort térmico y la efectividad del cambio de aire.

Se sugiere agregar extensiones de entrada y salida a la torre de viento presentada en este trabajo y comparar el rendimiento de la convección mixta con y sin estas extensiones.

Por último, se recomienda evaluar diferentes humidificadores considerando diferentes flujos máxicos, ángulos de aspersión y tamaños de gotas para poder optimizar el confort térmico en función del consumo de agua.

Productos obtenidos

Durante el programa de doctorado se realizaron actividades de divulgación científica, las cuales son descritas a continuación:

Impartición de cursos taller:

Curso:	“Introducción a la dinámica de fluidos computacional con ANSYS Fluent”
Congreso:	Congreso internacional de ingenierías 2020 “Smart Cities: Una aproximación emergente hacia el desarrollo sustentable”
Año:	2020
Institución:	Instituto Tecnológico Superior de Misantla
Horas:	40

Curso:	“Introducción a la dinámica de fluidos computacional con Fluent”
Congreso:	Congreso internacional de ingenierías 2021 “Economía creativa para el desarrollo sustentable”
Año:	2021
Institución:	Instituto Tecnológico Superior de Misantla
Horas:	40

Publicación de artículos:

Publicación:	Studies of ventilation and thermal comfort in different wind tower-room configurations considering humidification for a warm climate of Mexico.
Journal:	Journal of Building Engineering
Doi:	https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2021.103675
JCR:	Si
Factor de impacto (2023):	7.144
Quartil ranking:	Q1

Publicación:	Numerical-experimental study of mixed convection in a wind tower-room system
Journal:	Building and Environment
Doi:	https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2023.110294
JCR:	Si
Factor de impacto (2023):	7.093
Quartil ranking:	Q1

Otorga el presente

RECONOCIMIENTO

AL: MC. LUIS GUILLERMO CARRETO HERNÁNDEZ

Por impartir el Taller:

“INTRODUCCIÓN A LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL CON ANSYS FLUENT”

En el marco del Congreso Internacional de Ingenierías 2020 "Smart Cities: Una aproximación emergente hacia el desarrollo sustentable", los días 26, 27 y 28 de noviembre de 2020, en modalidad virtual.

Misantla, Ver. a 27 de noviembre de 2020.

MTRO. JOSÉ ROBERTO ARENAS MARTÍNEZ

Director general del

Instituto Tecnológico Superior de Misantla

18, 19 y 20 de Noviembre

ECONOMÍA CREATIVA
PARA EL DESARROLLO SOSTENIBLE

TECNM MEXICO

TECNOLOGICO SUPERIOR DE MISANTLA

CONSTANCIA COMO TALLERISTA

EL INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE MISANTLA OTORGA ESTE RECONOCIMIENTO A:

MC. GUILLERMO CARRETO HERNÁNDEZ

POR IMPARTIR EL TALLER:

INTRODUCCIÓN A LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL CON FLUENT

EN EL MARCO DEL CONGRESO INTERNACIONAL DE INGENIERÍAS 2021 "ECONOMÍA CREATIVA PARA EL DESARROLLO SOSTENIBLE" LOS DÍAS 18, 19 Y 20 DE NOVIEMBRE DE 2021, CON UNA DURACIÓN DE 40 HORAS EN MODALIDAD VIRTUAL.

MISANTLA, VER. A 19 DE NOVIEMBRE DE 2021.

DIRECCIÓN 39EIT00921

Dr. Daniel Villalazueva Vásquez
Director General Instituto Tecnológico Superior de Misantla

SEMSYS | SEV | EDUCACIÓN | VERACRUZ | DET

<http://tecmisantla.tech/cij2021/>

Referencias

- [1] «Naciones Unidas,» 2021. [En línea]. Available: <https://www.un.org/en/climatechange/what-is-climate-change#:~:text=The%20consequences%20of%20climate%20change,catastrophic%20storms%20and%20declining%20biodiversity>. [Último acceso: 13 04 2022].
- [2] C. Mora, B. Dousset, . I. R. Caldwell, F. E. Powell, . R. C. Geronimo, B. Coral R., C. W. W. Counsell, D. Bonnie S., E. T. Johnston, L. V. Louis, M. P. Lucas, M. Marie M., A. G. Shea, H. Tseng, T. W. Giambelluca, L. R. Leon, E. Hawkins y C. Trauernicht , «Global risk of deadly heat,» *Nature Climate Change*, vol. 7, p. 501–506, 2017.
- [3] T. Kober, H.-W. Schiffer, M. Densing y E. Panos, «Global energy perspectives to 2060 – WEC's World Energy Scenarios 2019,» *Energy Strategy Reviews*, vol. 31, p. 100523, 2020.
- [4] «Naciones Unidas, acción por el clima,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.un.org/es/climatechange/paris-agreement>. [Último acceso: 11 5 2022].
- [5] D. Tong, Q. Zhang, Y. Zheng, K. Caldeira, C. Shearer, C. Hong, Y. Qin y S. J. Davis, «Committed emissions from existing energy infrastructure jeopardize 1.5 °C climate target,» *Nature*, vol. 572, pp. 373-377, 2019.
- [6] M. M. Rahman y K. Alam, «The roles of globalization, renewable energy and technological innovation in improving air quality: Evidence from the world's 60 most open countries,» *Energy Reports*, vol. 8, pp. 9889-9898, 2022.
- [7] «World Energy Balances, IEA,» 2019.
- [8] A. Levesque, R. C. Pietzcker, L. Baumstark, S. De Stercke, A. Grübler y G. Luderer, «How much energy will buildings consume in 2100? A global perspective within a scenario framework,» *Energy*, vol. 148, pp. 514-527, 2018.
- [9] C. Ionescu, T. Baracu, G.-E. Vlad, H. Necula y A. Badea, «The historical evolution of the energy efficient buildings,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 49, pp. 243-253, 2015.
- [10] A. Alazazmeh y M. Asif, «Commercial building retrofitting: Assessment of improvements in energy performance and indoor air quality,» *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 26, p. 100946, 2021.

- [11] X. Cao, X. Dai y J. Liu, «Building energy-consumption status worldwide and the state-of-the-art technologies for zero-energy buildings during the past decade,» *Energy and Buildings*, vol. 128, pp. 198-213, 2016.
- [12] «Balance Nacional de Energía,» México, 2018.
- [13] «Balance Nacional de Energía,» México, 2019.
- [14] «INEGI,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.inegi.org.mx>. [Último acceso: 8 10 2022].
- [15] D. Etheridge, «A perspective on fifty years of natural ventilation research,» *Building and Environment*, vol. 91, pp. 51-60, 2015.
- [16] T. Ahmed, P. Kumar y L. Mottet, «Natural ventilation in warm climates: The challenges of thermal comfort, heatwave resilience and indoor air quality,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 138, p. 110669, 2021.
- [17] M. Sarkhosh, A. A. Najafpoor, H. Alidadi, J. Shamsara, H. Amiri, T. Andrea y F. Kariminejad, «Indoor Air Quality associations with sick building syndrome: An application of decision tree technology,» *Building and Environment*, vol. 188, p. 107446, 2021.
- [18] U. EPA, «Improving Indoor Air Quality,» [En línea]. Available: <https://www.epa.gov/indoor-air-quality-iaq/improving-indoor-air-quality>. [Último acceso: 29 Septiembre 2022].
- [19] S. Suleiman y B. Himmo, «Direct comfort ventilation. Wisdom of the past and technology of the future (wind-catcher),» *Sustainable Cities and Society*, vol. 5, pp. 8-15, 2012.
- [20] C. Gallo, «Chapter 5—The utilization of microclimate elements,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 2, nº 1-2, pp. 89-114, 1998.
- [21] A. A'zami, «Badgir in traditional Iranian architecture,» de *International Conference "Passive and Low Energy Cooling"*, Santorini, Greece , 2005.
- [22] M. Ferrucci y F. Peron, «Ancient Use of Natural Geothermal Resources: Analysis of Natural Cooling of 16th Century Villas in Costozza (Italy) as a Reference for Modern Buildings,» *Sustainability*, vol. 10, nº 12, p. 4340, 2018.
- [23] J. K. Calautit, H. N. Chaudhry, B. R. Hughes y S. A. Ghani, «Comparison between evaporative cooling and a heat pipe assisted thermal loop for a commercial wind tower in hot and dry climatic conditions,» *Applied Energy*, vol. 101, pp. 740-755,

2013.

- [24] H. N. Chaudhry, J. K. Calautit y B. R. Hughes, «Computational analysis of a wind tower assisted passive cooling technology for the built environment,» *Journal of Building Engineering*, vol. 1, pp. 63-71, 2015.
- [25] O. Saadatian, L. C. Haw, K. Sopian y M. Sulaiman, «Review of windcatcher technologies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, nº 3, pp. 1477-1495, 2012.
- [26] «Evolu,» 15 Diciembre 2009. [En línea]. Available: <https://www.evolu.us/wind-catcher-tower/>. [Último acceso: 2 Agosto 2022].
- [27] F. Jomehzadeh, P. Nejat, J. K. Calautit, M. B. Mohd Yusof, S. A. Zaki, B. R. Hughes y M. N. A. W. M. Yazid, «A review on windcatcher for passive cooling and natural ventilation in buildings, Part 1: Indoor air quality and thermal comfort assessment,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 70, pp. 736-756, 2017.
- [28] B. R. Hughes, J. K. Calautit y S. A. Ghani, «The development of commercial wind towers for natural ventilation: A review,» *Applied Energy*, vol. 92, pp. 606-627, 2012.
- [29] P. K. Sangdeh y N. Nasrollahi, «Windcatchers and their applications in contemporary architecture,» *Energy and Built Environment*, vol. 3, nº 1, pp. 6-72, 2022.
- [30] M. N. Bahadori, «An improved design of wind towers for natural ventilation and passive cooling,» *Solar Energy*, vol. 35, nº 2, pp. 119-129, 1985.
- [31] D. Pearlmutter, E. Erell, Y. Etzion, I. A. Meir y H. Di, «Refining the use of evaporation in an experimental down-draft cool tower,» *Energy and Buildings*, vol. 23, nº 3, pp. 191-197, 1996.
- [32] K. F. Esfeh, A. A. Dehghan, D. M. Manshadi y S. Mohagheghian, «Visualized flow structure around and inside of one-sided wind-catchers,» *Energy and Buildings*, vol. 55, pp. 545-552, 2012.
- [33] V. A. Reyes, S. L. Moya, J. M. Morales y F. Z. Sierra-Espinosa, «A study of air flow and heat transfer in building-wind tower passive cooling systems applied to arid and semi-arid regions of Mexico,» *Energy and Buildings*, vol. 66, p. 211-221, 2013.
- [34] A. A. Dehghan, M. K. Esfeh y M. D. Manshadi, «Natural ventilation characteristics of one-sided wind catchers: experimental and analytical evaluation,» *Energy and Buildings*, vol. 61, pp. 366-377, 2013.

- [35] L. C. Haw, O. Saadatian, M. Sulaiman, S. Mat y K. Sopian, «Empirical study of a wind-induced natural ventilation tower under hot and humid climatic conditions,» *Energy and Buildings*, vol. 52, pp. 28-38, 2012.
- [36] S. H. Hosseini, E. Shokry, A. J. Ahmadian-Hosseini, G. Ahmadi y J. K. Calautit, «Evaluation of airflow and thermal comfort in buildings ventilated with wind catchers: Simulation of conditions in Yazd City, Iran,» *Energy for Sustainable Development*, vol. 35, pp. 7-24, 2016.
- [37] J. Foroozesh, S. H. Hosseini, A. J. A. Hosseini, F. Parvaz, K. Elsayed, N. Babaoğlu, K. Hooman y G. Ahmadi, «CFD modeling of the building integrated with a novel design of a one-sided wind-catcher with water spray: Focus on thermal comfort,» *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vols. %1 de %2Volume 53, Part C, p. 102736, 2022.
- [38] P. Nejat, M. S. Ferwati, J. Calautit, A. Ghahramani y M. Sheikhshahrokhdehkordi, «Passive cooling and natural ventilation by the windcatcher (Badgir): An experimental and simulation study of indoor air quality, thermal comfort and passive cooling power,» *Journal of Building Engineering*, vol. 41, p. 102436, 2021.
- [39] C. A. Varela-Boydo, S. L. Moya y R. Watkins, «Study of wind towers with different funnels attached to increase natural ventilation in an underground building,» *Frontiers of Architectural Research*, vol. 9, nº 4, pp. 925-939, 2020.
- [40] C. A. Varela-Boydo, S. L. Moya y R. Watkins, «Analysis of traditional windcatchers and the effects produced by changing the size, shape, and position of the outlet opening,» *Journal of Building Engineering*, vol. 33, p. 101828, 2021.
- [41] C. A. Varela-Boydo y S. L. Moya, «Inlet extensions for wind towers to improve natural ventilation in buildings,» *Sustainable Cities and Society*, vol. 53, p. 101933, 2020.
- [42] H. F. Nouanégué, L. R. Alandji y E. Bilgen, «Numerical study of solar-wind tower systems for ventilation of dwellings,» *Renewable Energy*, vol. 33, nº 3, pp. 434-443, 2008.
- [43] M. Sheikhshahrokhdehkordi, J. Khalesi y N. Goudarzi, «High-performance building: sensitivity analysis for simulating different combinations of components of a two-sided windcatcher,» *Journal of Building Engineering*, vol. 28, p. 101079, 2020.
- [44] P. Nejat, J. K. Calautit, M. . A. Majid, B. R. Hughes y F. Jomehzadeh, «Anti-short-circuit device: A new solution for short-circuiting in windcatcher and improvement of natural ventilation performance,» *Building and Environment*, vol. 105, pp. 24-39,

2016.

- [45] X. Morales Morales, *Estudio térmico y de flujo de aire en una casa habitación con torre de viento (Tesis de Maestría)*, CENIDET, México, 2014.
- [46] L. G. Carreto-Hernandez, S. L. Moya, C. A. Varela-Boydo y A. Francisco-Hernandez, «Studies of ventilation and thermal comfort in different wind tower-room configurations considering humidification for a warm climate of Mexico,» *Journal of Building Engineering*, vol. 46, p. 103675, 2022.
- [47] J. K. Calautit, B. R. Hughes y S. A. Ghani, «A numerical investigation into the feasibility of integrating green building technologies into row houses in the Middle East,» *Architectural Science Review*, vol. 56, nº 4, pp. 279-296, 2013.
- [48] A. S. H. Abdallah, Y. Hiroshi, T. Goto, N. Enteria, M. M. Radwan y A. M. Eid, «Parametric investigation of solar chimney with new cooling tower integrated in a single room for New Assiut city, Egypt climate,» *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 92, nº 5, 2014.
- [49] S. A. Ameer, H. N. Chaudhry y A. Agha, «Influence of roof topology on the air distribution and ventilation effectiveness of wind towers,» *Energy and Buildings*, vol. 15, pp. 733-746, 2016.
- [50] Z. J. Yuehong Su y N. Khan, «Performance Evaluation and Energy Saving Potential of Windcatcher Natural Ventilation Systems in China,» *International Journal of Architecture, Engineering and Construction*, vol. 1, nº 2, pp. 84-95, 2012.
- [51] S. Kirk y M. Kolokotroni, «Windcatchers in Modern UK Buildings: Experimental Study,» *International Journal of Ventilation*, vol. 3, nº 1, pp. 67-78, 2004.
- [52] V. Reyes Herrera, *Determinación de la capacidad de las torres de viento para producir confort térmico en el interior de edificaciones de zonas áridas y semiáridas de México (Tesis Doctoral)*., CENIDET, México, 2015.
- [53] B. R. Hughes y S. A. Ghani, «Investigation of a windvent passive ventilation device against current fresh air supply recommendations,» *Energy and Buildings*, vol. 40, nº 9, pp. 1651-1659, 2008.
- [54] A. A. Elmualim y H. Awbi, «Post occupancy evaluation of a building employing windcatchers for summer ventilation,» *Facilities*, vol. 21, nº 13/14, pp. 323-332., 2003.
- [55] L. A. Flores Salas, *Estudios del flujo de aire en el edificio del CIICAp y viabilidad de*

incorporación de torre(s) de viento (Tesis de Maestría), CENIDET, México, 2018.

- [56] A. A. Elmualim y H. B. Awbi, «Wind Tunnel and CFD Investigation of the Performance of “Windcatcher” Ventilation Systems,» *International Journal of Ventilation*, vol. 1, n° 1, pp. 53-64, 2016.
- [57] J. K. Calautit y B. R. Hughes, «Measurement and prediction of the indoor airflow in a room ventilated with a commercial wind tower,» *Energy and Buildings*, vol. 84, pp. 367-377, 2014.
- [58] M. M. Maneshi, A. Rezaei-Bazkiaei, A. S. Weber y G. F. Dargush, «A Numerical Investigation of Impact of Architectural and Climatic Parameters of Windcatcher Systems on Induced Ventilation,» *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, n° IMECE2012-87139, pp. 1103-1117, 2012.
- [59] H. Montazeri y F. Montazeri, «CFD simulation of cross-ventilation in buildings using rooftop wind-catchers: Impact of outlet openings,» *Renewable Energy*, vol. 118, pp. 502-520, 2018.
- [60] M. N. Bahadori, M. Mazidi y A. R. Dehghani, «Experimental investigation of new designs of wind towers,» *Renewable Energy*, vol. 33, n° 10, pp. 2273-2281, 2008.
- [61] S. M. R. Khani, M. N. Bahadori y A. R. Dehghani-Sanij, «Experimental investigation of a modular wind tower in hot and dry regions,» *Energy for Sustainable Development*, vol. 39, pp. 21-28, 2017.
- [62] A. H. Poshtiri y S. M. Mohabbati, «Performance analysis of wind catcher integrated with shower cooling system to meet thermal comfort conditions in buildings,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 148, n° 1, pp. 452-466, 2017.
- [63] V. Kalantar, «Numerical simulation of cooling performance of wind tower (Baud-Geer) in hot and arid region,» *Renewable Energy*, vol. 31, n° 1, pp. 246-254, 2009.
- [64] Y. Bouchahm, F. Bourbia y A. Belhamri, «Performance analysis and improvement of the use of wind tower in hot dry climate,» *Renewable Energy*, vol. 36, n° 3, pp. 898-906, 2011.
- [65] H. Saffari y S. Hosseinnia, «Two-phase Euler-Lagrange CFD simulation of evaporative cooling in a Wind Tower,» *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 9, pp. 991-1000, 2009.
- [66] X. Morales, F. Z. Sierra-Espinosa, S. L. Moya y F. Carrillo, «Thermal effectiveness of wind-tower with heated exit-wall and inlet-air humidification: Effects of winter and summertime,» *Building and Environment*, vol. 204, p. 108110, 2021.

- [67] D. Kang y R. K. Strand, «Modeling of simultaneous heat and mass transfer within passive down-draft evaporative cooling (PDEC) towers with spray in FLUENT,» *Energy and Buildings*, vol. 62, pp. 196-209, 2013.
- [68] D. Kang y R. K. Strand, «Significance of parameters affecting the performance of a passive down-draft evaporative cooling (PDEC) tower with a spray system,» *Applied Energy*, vol. 178, nº 15, pp. 269-280, 2016.
- [69] H. Ahmadikia, A. Moradi y M. Hojjati, «Performance Analysis of a Wind-Catcher With Water Spray,» *International Journal of Green Energy*, vol. 9, nº 2, pp. 160-173, 2012.
- [70] A. Francisco-Hernández, *Estudio del efecto de una torre de viento con humidificación y de un sistema de aprovechamiento de fluido geotérmico de baja entalpía sobre el confort térmico de una casa habitación (Tesis de Maestría)*, CENIDET, México, 2021.
- [71] S. Jafari y V. Kalantar, «Numerical simulation of natural ventilation with passive cooling by diagonal solar chimneys and windcatcher and water spray system in a hot and dry climate,» *Energy and Buildings*, vol. 256, p. 111714, 2022.
- [72] M. Ghoulem, K. E. Moueddeb, E. Nehdi, F. Zhong y J. Calautit, «Design of a Passive Draught Evaporative Cooling Windcatcher (PDEC-WC) System for Greenhouses in Hot Climates,» *Energies*, vol. 13, nº 11, p. 2934, 2020.
- [73] M. Ghoulem, K. E. Moueddeb, E. Nehdi, F. Zhong y J. Calautit, «Analysis of passive draught evaporative cooling windcatcher for greenhouses in hot climatic conditions: Parametric study and impact of neighbouring structures,» *Biosystems Engineering*, vol. 197, pp. 105-121, 2020.
- [74] A. A. Elmualim, «Effect of damper and heat source on wind catcher natural ventilation performance,» *Energy and Buildings*, vol. 38, nº 8, pp. 939-948, 2006.
- [75] B. M. Jones y R. Kirby, «Quantifying the performance of a top-down natural ventilation Windcatcher™,» *Building and Environment*, vol. 44, nº 9, pp. 1925-1934, 2009.
- [76] B. R. Hughes y M. Cheuk-Ming, «A study of wind and buoyancy driven flows through commercial wind towers,» *Energy and Buildings*, vol. 43, nº 7, pp. 1784-1791, 2011.
- [77] M. Khoshab y A. A. Dehghan, «Numerical Simulation of Mixed Convection Airflow Under a Dome-Shaped Roof,» *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 39, p. 1359-1374, 2014.

- [78] S. Najafi y M. Yaghoubi, «Thermal study of a cistern's dome (the case of Motamed cistern in Lar, Iran),» *Energy and Buildings*, vol. 102, pp. 453-466, 2015.
- [79] P. Abdo y B. P. Huynh, «Effect of Combining Buoyancy Driven and Winddriven Ventilation in a Two Dimensional Room Fitted With a Windcatcher,» *ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, vol. 7, pp. 3-9, 2017.
- [80] P. Abdo, R. Taghipour y B. Huynh, «Simulation of buoyancy driven and winddriven ventilation flow in a three dimensional room fitted with a windcatcher,» *21st Australasian Fluid Mechanics Conference Adelaide*, pp. 10-23, 2018.
- [81] L. Moosavi, M. Zandi, M. Bidi, E. Behroozizade y I. Kazemi, «New design for solar chimney with integrated windcatcher for space cooling and ventilation,» *Building and Environment*, vol. 181, p. 106785, 2020.
- [82] A. Soto, P. J. Martínez, P. Martínez y J. A. Tudela, «Simulation and experimental study of residential building with north side wind tower assisted by solar chimneys,» *Journal of Building Engineering*, vol. 43, p. 102562, 2021.
- [83] J. M. Fernández Oro, *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos. Introducción a la dinámica de fluidos computacional (CFD) por el método de volúmenes finitos.*, Barcelona: Reverté, 2012.
- [84] J. Xamán y M. Gijón-Rivera, *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*, Bloomington, Indiana: Palibrio, 2015.
- [85] J. Boussinesq, *Essai sur la théorie des eaux courantes, Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des sciences de l'Institut national de France*, Impr. nationale, 1887.
- [86] *FLUENT, User's Theory Guide 14, Fluent Inc., EE. UU.*
- [87] T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang y J. Zhu, «A new k- ϵ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation,» *Computers Fluids*, vol. 24, nº 3, pp. 227-238, 1995.
- [88] T.-H. Shih, J. Zhu y J. L. Lumley, «A New Reynolds Stress Algebraic Equation Model,» *NASA TM*, p. 106644, 1994.
- [89] L. B. E. y S. D. B., «Lectures in Mathematical Models of Turbulence,» Academic Press, London, England, 1972.
- [90] R. W., «Turbulence models and their application in hydraulics, a state-of-the-art

- review,» de *International Association for Hydraulic Research*, Netherlands, 1980.
- [91] S. A. Orszag, V. Yakhot, W. S. Flannery, F. Boysan, D. Choudhury, J. Maruzewski y P. B., «Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations,» de *International Conference on Near-Wall Turbulent Flows*, Tempe, Arizona, 1993.
- [92] D. C. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, California: La Canada,, 1998.
- [93] F. R. Menter, «Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,» *AIAA Journal*, vol. 32, nº 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [94] *ANSYS Fluent, Guide 15, ANSYS Inc., EE. UU.*
- [95] R. D. Reitz y F. V. Bracco, «Ultra high-speed filming of atomizing jets,» *Physics of Fluids*, vol. 22, nº 6, p. 1054–1064, 1979.
- [96] S. L. Post, R. L. Roten y R. J. Connell, «Discharge Coefficients Of Flat-Fan Nozzles,» *Transactions of the ASABE*, vol. 60, nº 2, pp. 347-351, 2017.
- [97] P. Rosin y E. Rammler, «The Laws Governing the Fineness of Powdered Coal,» *Inst Fuel*, vol. 39, p. 29–36, 1993.
- [98] S. A. Morsi y A. J. Alexander , «An investigation of particle trajectories in two-phase flow systems,» *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 55, nº 2, pp. 193-208, 1972.
- [99] F. Moukalled, L. Mangani y M. Darwish, *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*, New York: Springer, 2016.
- [100] P. Oosthuizen and D. Naylor, *Introduction to Convective Heat Transfer Analysis*, New York: McGraw-Hill, 1999.
- [101] G. Cao, H. Awbi, R. Yao, Y. Fan, K. Sirén, R. Kosonen and J. Zhang, "A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings," *Building and Environment*, vol. 73, pp. 171-186, 2014.
- [102] V. Chanteloup and P. S. Mirade, "Computational fluid dynamics (CFD) modelling of local mean age of air distribution in forced-ventilation food plants," *Journal of Food Engineering*, vol. 90, no. 1, pp. 90-103, 2009.
- [103] S. Gilani, H. Montazeri and B. Blocken, "CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis," *Building and Environment*, vol. 95, pp. 299-313, 2016.

- [104] *International Standard ISO 7730. Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Third edition (2005).*
- [105] P. O. Fanger and J. Toftum, "Extension of the pmv model to non-air-conditioned buildings in warm climates," *Energy and Buildings*, vol. 34, no. 6, pp. 533-536, 2002.
- [106] P. J. Roache, «Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies,» *Journal of Fluids Engineering*, vol. 116, nº 3, pp. 405-413, 1994.
- [107] P. J. Roache, «Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics,» *Annual review of fluid Mechanics*, vol. 29, nº 1, pp. 123-160, 1997.
- [108] I. B. Celik, U. Ghia, P. J. Roache, C. J. Freitas, H. Coleman y P. E. Raad, «Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications,» *Journal of Fluids Engineering*, vol. 130, nº 7, p. 078001, 2008.
- [109] S. Gilani, H. Montazeri y B. Blocken, «CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis,» *Building and Environment*, vol. 95, pp. 299-313, 2016.
- [110] T. Hooff, B. Blocken y Y. Tominaga, «On the accuracy of CFD simulations of cross-ventilation flows for a generic isolated building: Comparison of RANS, LES and experiments,» *Building and Environment*, vol. 114, pp. 148-165, 2017.
- [111] M. Alsailani, H. Montazeri y A. Rezaeiha, «Towards optimal aerodynamic design of wind catchers: Impact of geometrical characteristics,» *Renewable Energy*, vol. 168, pp. 1344-1363, 2021.
- [112] A. Pakari y S. Ghani, «Airflow assessment in a naturally ventilated greenhouse equipped with wind towers: numerical simulation and wind tunnel experiments,» *Energy and Buildings*, vol. 199, pp. 1-11, 2019.
- [113] H. Mahon, D. Friedrich y B. Hughes, «Wind tunnel test and numerical study of a multi-sided wind tower with horizontal heat pipes,» *Energy*, vol. 260, p. 125118, 2022.
- [114] J. K. Calautit, D. O'Connor y B. R. Hughes, «A natural ventilation wind tower with heat pipe heat recovery for cold climates,» *Renewable Energy*, Vols. %1 de %287, Part 3, pp. 1088-1104, 2016.
- [115] P. J. Roache, *Computational fluid dynamics*, Albuquerque: Hermosa, 1976.

- [116] *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, BIPM, IEC, IFCC, ISO, IUPAP, IUPAC, OIML (1995)*..
- [117] W. A. Schmid y R. J. Lazos Martínez, «Guía para estimar la incertidumbre de medición,» Centro Nacional de Metrología (CENAM), El Maqués, Queretaro, México, 2000.
- [118] J. P. Holman, *Metodos experimentales para ingenieros*, Edo. de México: McGRAW-HILL, 1981.
- [119] D. Mishra, K. Muralidhar y P. Munshi, «Experimental study of Rayleigh–Benard convection at intermediate Rayleigh numbers using interferometric tomography,» *Fluid Dynamics Research*, vol. 25, nº 5, pp. 231-255, 1999.
- [120] A. Ebert, C. Resagk y A. Thess, «Experimental study of temperature distribution and local heat flux for turbulent Rayleigh–Bénard convection of air in a long rectangular enclosure,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, nº 17-18, pp. 4238-4248, 2008.
- [121] R. S. Srinivas y A. Srivastava, « Interferometric study of natural convection in a differentially-heated cavity with Al₂O₃–water based dilute nanofluids,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 1128-1142, 2016.
- [122] P. L. Betts y L. H. Bokhari, «Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 21, nº 6, pp. 675-683, 2000.
- [123] Y. S. Tian y T. G. Karayiannis, «Low turbulence natural convection in an air filled square cavity: Part I: the thermal and fluid flow fields,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, nº 6, p. 849 – 866, 2000.
- [124] Y. S. Tian y T. G. Karayiannis, «Low turbulence natural convection in an air filled square cavity: Part II: the turbulence quantities,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, nº 6, pp. 867-884, 2000.
- [125] F. Ampofo y T. G. Karayiannis, «Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air-filled square cavity,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, nº 19, p. 3551 – 3572, 2003.
- [126] E. R. G. Eckert y W. O. Carlson, «Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 2, nº 1-2, pp. 106-120, 1961.

- [127] R. K. MacGregor y A. F. Emery , «Free convection through vertical plane layers-moderate and high Prandtl number fluids,» *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 91, nº 3, pp. 391-401, 1969.
- [128] . A. M. Lankhorst, D. Angirasa y C. J. Hoogendoorn , «LDV measurements of buoyancy-induced flows in an enclosure at high rayleigh numbers,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 6, nº 1, pp. 74-79, 1993.
- [129] J. Salat, S. Xin, P. Joubert, A. Sergent, F. Penot y P. Le Quéré, «Experimental and numerical investigation of turbulent natural convection in a large air-filled cavity,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 25, nº 5, pp. 824-832, 2004.
- [130] M. Mahdavi, M. Sharifpur, H. Ghodsinezhad y J. P. Meyer, «Experimental and numerical study of the thermal and hydrodynamic characteristics of laminar natural convective flow inside a rectangular cavity with water, ethylene glycol–water and air. Experimental Thermal and Fluid Science,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 78, pp. 50-64, 2016.
- [131] F. Corvaro, M. Paroncini y M. Sotte, «Experimental PIV and interferometric analysis of natural convection in a square enclosure with partially active hot and cold walls,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, nº 9, pp. 1629-1638, 2011.
- [132] Y. T. Ker y T. F. Lin, «A combined numerical and experimental study of air convection in a differentially heated rotating cubic cavity,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 30, nº 15, pp. 3193-3210, 1996.
- [133] H. Karatas y T. Derbentli, «Natural convection in differentially heated rectangular cavities with time periodic boundary condition on one side,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 129, pp. 224-237, 2019.
- [134] S. K. Him , S. Y. Kim y Y. D. Choi, «Resonance of natural convection in a side heated enclosure with a mechanically oscillating bottom wall,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, nº 15, pp. 3155-3162, 2002.
- [135] H.-T. Chen, L. Ming-Chung y C. Jiang-Ren, «Numerical and experimental studies of natural convection in a heated cavity with a horizontal fin on a hot sidewall,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 124, pp. 1217-1229, 2018.
- [136] T. Kogawa, E. Shoji, J. Okajima, A. Komiya y S. Maruyama, «Experimental evaluation of thermal radiation effects on natural convection with a Rayleigh number of 10^8 – 10^9 by using an interferometer,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 132, pp. 1239-1249, 2019.

- [137] V. Kishor, S. Singh y A. Srivastava, «On the identification of flow instabilities in a differentially-heated closed cavity: Non-intrusive measurements,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 147, p. 118933, 2020.
- [138] R. Sureshkumar, S. R. Kale y P. L. Dhar, «Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air – I. Experimental data,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, nº 5-6, pp. 349-360, 2008.
- [139] *ASHRAE Handbook – FUNDAMENTALS – SI Edition, 1993.*
- [140] *Standard Test Method for Measuring Humidity with a Psychrometer – ASTM E 337-84, 1996..*
- [141] E. Martines-Lopez, *evaluación de la incertidumbre en el generador de humedad de dos presiones, patrón nacional de humedad en México, Querétaro, México, 2007.*
- [142] Z. Zhao, Z. Wei , J. Z. Zhiqiang y Y. C. Qingyan , «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*, vol. 13, nº 6, pp. 871-886, 2007.
- [143] M. Cortés, P. Fazio, J. Rao, W. Bustamante y S. Vera, «CFD modeling of basic convection cases in enclosed environments: Needs of CFD beginners to acquire skills and confidence on CFD modeling,» *Revista Ingeniería de Construcción*, vol. 29, nº 1, pp. 22-45, 2014.
- [144] Z. Altaç y N. Ugurlubilek, «Assessment of turbulence models in natural convection from two- and three-dimensional rectangular enclosures,» *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 107, pp. 237-246, 2016.
- [145] E. Y. Bahadir y P. Erhan, «Forced, natural and mixed convection benchmark studies for indoor thermal environments,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 1-14, 2018.
- [146] H. s. Dol y K. Hanjalić, «Computational study of turbulent natural convection in a side-heated near-cubic enclosure at a high Rayleigh number,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, nº 12, pp. 2323-2344, 2001.
- [147] A. Sergent, P. Joubert, S. Xin y P. Le Quéré, «Resolving the stratification discrepancy of turbulent natural convection in differentially heated air-filled cavities Part II: End walls effects using large eddy simulation,» *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 39, pp. 15-27, 2013.

- [148] *ANSYS Meshing User's Guide 2013, ANSYS, Inc., USA.*
- [149] Y. A. Cengel and M. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach, Seventh Edition ed.*, Mcgraw Hill, 2011.
- [150] H. Montazeri, B. Blocken y J. Hensen, «Evaporative cooling by water spray systems: CFD simulation, experimental validation and sensitivity analysis,» *Building and Environment*, vol. 83, pp. 129-141, 2015.
- [151] P. Wang, Y. Zhang y Z. Guo, «Numerical study of three-dimensional natural convection in a cubical cavity at high Rayleigh numbers,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 113, pp. 217-228, 2017.
- [152] R. A. W. M. Henkes , F. F. Van Der Vlugt y C. J. Hoogendoorn , «Natural-convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models-G.,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 34, nº 2, pp. 377-388, 1991.
- [153] T. Zitzmann , M. Cook , P. Pfrommer , . S. Rees y L. Marjanovic , «Simulation of steady-state natural convection using CFD,» de *Building Simulation*, Montréal, Canada, 2008.
- [154] J. Xamán, G. Álvarez, L. Lira y C. Estrada , «Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of façade elements,» *Energy and Buildings*, vol. 37, nº 7, pp. 787-794, 2005.
- [155] Z. Zhang , W. Zhang , Z. J. Zhai y Q. Y. Chen , «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*, vol. 13, nº 6, pp. 871-886, 2007.
- [156] C. A. Rundle , M. F. Lightstone , P. Oosthuizen , P. Karava y E. Mouriki , «Validation of computational fluid dynamics simulations for atria geometries,» *Building and Environment*, vol. 46, nº 7, pp. 1343-1353, 2011.
- [157] S. K. Choi y S. O. Kim , «Turbulence modeling of natural convection in enclosures: A review,» *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, nº 1, pp. 283-297, 2012.
- [158] F. Gao , H. Wang y H. Wang , «Comparison of different turbulence models in simulating unsteady flow,» *Procedia Engineering*, vol. 205, p. 3970–3977, 2017.
- [159] . B. E. Yuce y E. Pulat, «Forced, natural and mixed convection benchmark studies for indoor thermal environment,» *International Communications in Heat and Mass*

Transfer, vol. 92, pp. 1-14, 2018.

- [160] E. Tric, G. Labrosse y M. Betrouni, «A first incursion into the 3D structure of natural convection of air in a differentially heated cubic cavity, from accurate numerical solutions,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43, nº 21, pp. 4043-4056, 2000.