



ESTUDIO DE LOS DIFERENTES REGÍMENES DE CONVECCIÓN EN PAREDES VERTICALES MEDIANTE MÉTODOS CFD

Jorge Suárez Misioné; Inés Suárez Ramón, Manuela Prieto González

ines@uniovi.es
manuelap@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

RESUMEN

Este trabajo presenta una comparación de los resultados obtenidos en el estudio de la convección del aire a lo largo de paredes verticales, con posible aplicación en multitud de sistemas térmicos tales como cerramientos en edificación, hornos industriales o tanques de almacenamiento de fluidos, entre otros.

Los métodos de cálculo empleados para este análisis son las correlaciones empíricas para el caso particular de estudio frente a métodos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).

Se han supuesto velocidades del aire suaves-moderadas que abarcan los tres diferentes regímenes de convección: natural, mixto y forzado, considerando también la diferenciación entre los regímenes de flujo laminar y turbulento.

ABSTRACT

This paper presents a comparison of the results obtained in the study of air convection along a vertical wall, with potential application to multiple thermal systems such as building enclosures, industrial furnaces or fluid storage tanks, among others.

The calculation methods used for this analysis are the particular empirical correlations for the

study case versus the Computational Fluid Dynamics (CFD).

Air speeds were assumed to be low to moderate, covering the three different regimes of convection: natural, mixed and forced, considering also the differentiation between flow regimes: laminar or turbulent.

INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor por convección, que se establece entre la superficie de un sólido y un fluido, implica un movimiento macroscópico de materia.

Cuando este movimiento tiene lugar fundamentalmente por las variaciones de densidad del fluido, debido a las diferencias de temperatura en el seno del mismo, se dice que la convección es natural. Las velocidades del fluido en contacto con la superficie del sólido son bajas.

Por el contrario, cuando el movimiento del fluido es generado por fuerzas impulsoras externas y las velocidades son más elevadas, la convección es forzada. En situaciones intermedias, se habla de convección mixta.

Hasta la aparición de las herramientas de cálculo numérico por computador, el estudio de la transferencia de calor por convección se basó en la utilización de correlaciones obtenidas



experimentalmente para los diferentes regímenes, normalmente limitadas a geometrías sencillas.

En el caso del flujo a lo largo de una pared vertical, existen correlaciones empíricas adecuadas para el cálculo de un valor medio del coeficiente de convección o coeficiente de película, h , asociado a una longitud de pared dada. El uso de estas correlaciones supone asumir simplificaciones importantes, como las siguientes:

- En realidad, el coeficiente de película tiene un valor local, variable a lo largo de toda la longitud de la pared.
- Las propiedades físicas del fluido se evalúan a una temperatura media entre la de la pared y la del fluido en su corriente libre (lejos de la influencia de la pared), aunque la temperatura del fluido varía localmente dentro de la capa límite.

Los métodos numéricos permiten realizar cálculos más detallados de la transferencia de calor que tengan en cuenta éstos y otros factores importantes. Por tanto, el objetivo fundamental del presente trabajo es la comparación de los resultados obtenidos en el estudio de la transferencia de calor por convección mediante correlaciones empíricas y mediante los modelos numéricos implementados en un programa de CFD.

Debido a que la geometría de la superficie, las condiciones de temperatura, tanto de la superficie como del fluido, la naturaleza del propio fluido o la velocidad del mismo influyen de manera determinante en la transferencia de calor, en el estudio se variarán estos parámetros de acuerdo a valores habituales de las aplicaciones citadas anteriormente:

- Longitud de la pared (L): 0.5 m - 2.5 m
- Temperatura del aire (T_f): 20 °C
- Temperatura de la pared – Temperatura del aire ($T_s - T_f$): 10 °C – 50 °C

- Velocidad del aire (u): 0.1 m/s – 3.5 m/s

MÉTODO DE TRABAJO

Para determinar el régimen de convección, es necesario evaluar el cociente entre el número de Grashof, Gr_L , y el cuadrado del número de Reynolds, Re_L^2 . La bibliografía establece las siguientes expresiones [1]:

- $Gr_L/Re_L^2 \gg 1$, convección natural.
- $Gr_L/Re_L^2 \cong 1$, convección mixta.
- $Gr_L/Re_L^2 \ll 1$, convección forzada.

Es decir, se comparan las fuerzas másicas de empuje con las fuerzas de inercia para determinar la fuerza inductora del movimiento que impera en el proceso. Si las primeras son mucho mayores que las segundas, existe convección natural. Si ocurre al contrario, la convección es forzada. Si ambas son aproximadamente del mismo orden, se considera convección mixta.

Para este trabajo, se han elegido los siguientes valores con el objeto de delimitar de una manera más concreta los tres regímenes de convección, de tal manera que:

- $Gr_L/Re_L^2 > 2$, convección natural.
- $0.5 \leq Gr_L/Re_L^2 \leq 2$, convección mixta.
- $Gr_L/Re_L^2 < 0.5$, convección forzada.

En las correlaciones utilizadas, el resultado directo del cálculo es el número de Nusselt, Nu_L , que presenta la siguiente relación directa con el coeficiente de película, h :

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k}$$

Siendo L la longitud de la placa y k la conductividad térmica del aire a la temperatura media de película, T .

Debido a esta proporcionalidad directa entre el número de Nusselt y el coeficiente de película, y a su vez entre éste y el flujo de calor (o la



potencia térmica), se ha utilizado solamente el número adimensional a efectos comparativos con los resultados obtenidos mediante el programa CFD, obviando el resto de resultados (h , q y Q) que serían equivalentes y repetitivos para el presente estudio.

Las propiedades físicas del aire se han considerado variables con la temperatura de forma polinómica. Así pues, los valores de densidad, conductividad térmica y viscosidad cinemática son evaluados siguiendo las expresiones siguientes, siendo T la temperatura media de película expresada en grados Kelvin [K]:

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 1.6429 \cdot 10^{-5} T^2 - 1.3844 \cdot 10^{-2} T + 3.8531$$

$$k \left[\frac{W}{m \cdot K} \right] = 7.1429 \cdot 10^{-8} T^2 + 2.1286 \cdot 10^{-5} T + 1.3926 \cdot 10^{-2}$$

$$\mu \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right] = 7.1429 \cdot 10^{-12} T^2 + 3.7929 \cdot 10^{-8} T + 6.4186 \cdot 10^{-6}$$

Además, para el rango de temperaturas considerado ($280 \text{ K} \leq T \leq 320 \text{ K}$), el calor específico c_p se considera constante y de valor 1005 kJ/kg.K .

Las correlaciones utilizadas en convección forzada son las siguientes [1, 2]:

- Convección forzada laminar

$$(10^3 < Re_L \leq Re_{tr}):$$

$$Nu_{L_f} = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$$

- Convección forzada turbulento

$$(Re_{tr} < Re_L \leq 3 \times 10^7, Re_{tr} = 5 \cdot 10^4):$$

$$Nu_{L_f} = 0,664 Re_{tr}^{1/2} Pr^{1/3} + 0,036 Re_L^{0,8} Pr^{0,43} \left[1 - \left(\frac{Re_{tr}}{Re_L} \right)^{0,8} \right]$$

Las correlaciones para la convección natural son estas:

- Convección natural laminar ($Ra_L < 10^9$):

$$Nu_{L_n} = 0,68 + 0.670 (Ra_L \psi)^{1/4}$$

Siendo ψ :

$$\psi = \left[1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

- Convección natural turbulento

$$(10^9 < Ra_L < 10^{12}):$$

$$Nu_{L_n} = 0,68 + 0.670 (Ra_L \psi)^{1/4} (1 + 1,610^{-8} Ra_L \psi)^{1/12}$$

Finalmente, para la convección mixta, resulta la siguiente expresión (una vez ya adaptada a nuestro caso particular):

$$Nu_{L_{mix}} = (Nu_{L_f}^3 + Nu_{L_n}^3)^{1/3}$$

En una hoja de cálculo, se introducen los datos del problema, para las diferentes longitudes y diferencias de temperaturas. Se asume la velocidad como dato en incrementos de 0.1 m/s . Se implementan las expresiones del cálculo de las propiedades físicas del aire, y de otros cálculos intermedios, para su posterior utilización en las correlaciones ya expuestas. Para dilucidar a qué régimen de convección pertenece cada caso y, una vez dentro de éste, a qué régimen de flujo, se recurre al empleo de bucles anidados. De esta forma se determina la correlación a utilizar.

En cuanto al cálculo mediante métodos CFD se ha empleado el programa comercial FLUENT v.6.3.26. El programa utilizado como complemento del anterior para la creación de la geometría y el mallado ha sido el GAMBIT. Debido a una menor utilización de recursos computacionales y como consecuencia una mayor rapidez en la obtención de resultados, se ha utilizado una geometría 2D.

La geometría resultante es muy sencilla, un rectángulo de altura la del cerramiento o pared considerados, y por anchura (espesor de corriente de aire) la suficiente para que siempre exista, holgadamente, flujo de aire fuera de la influencia de la capa límite. Se representa en la Fig. 1, junto con las magnitudes que definen el proceso.

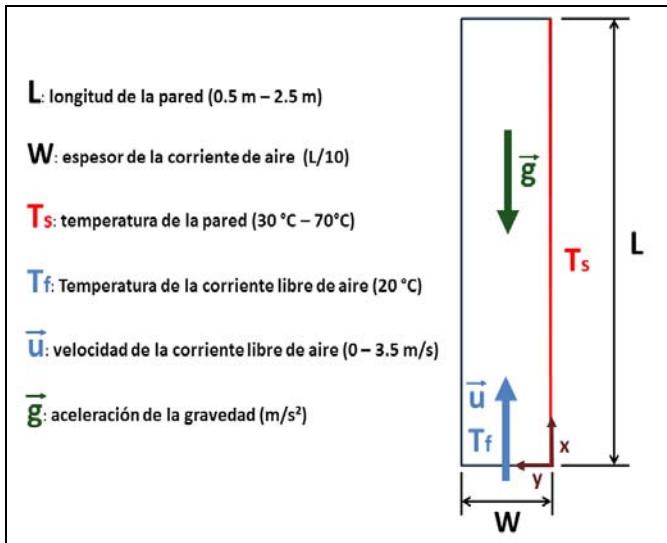


Fig. 1.- Geometría de estudio.

En cuanto a su discretización, se opta por un mallado ortogonal, por su sencillez e inmediata adaptabilidad a la geometría contorno (Fig.2).

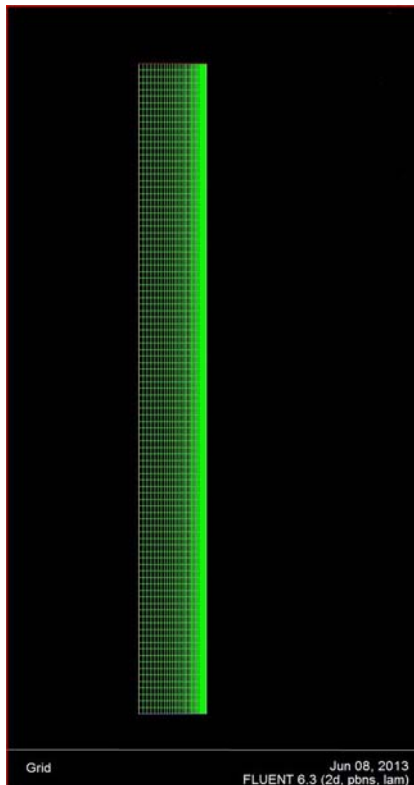


Fig. 2.- Mallado ortogonal.

Precisamente, debido a que la transferencia de calor tiene lugar principalmente en el seno de

la capa límite, el mallado se afina progresivamente conforme nos acercamos a la superficie isotérmica, con el fin de obtener unos resultados más precisos, como se muestra en la Fig.3.

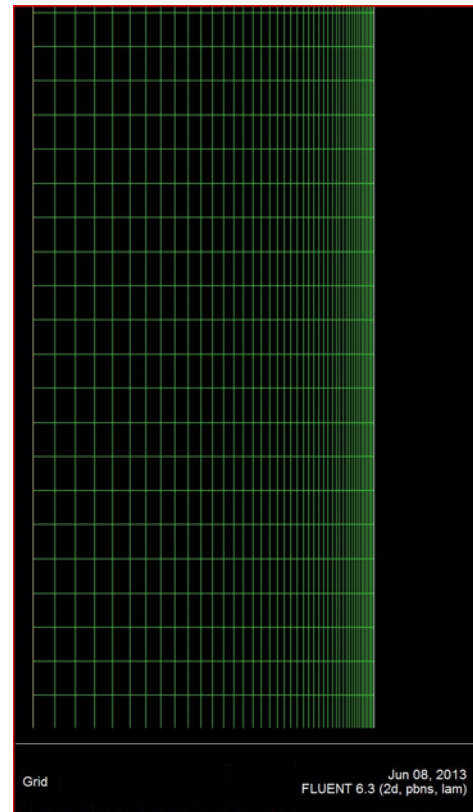


Fig. 3.- Detalle del mallado progresivo cerca de la pared.

Se realizan las simulaciones correspondientes, a 200 iteraciones, variando las velocidades de entrada de flujo, para cada longitud de placa e incremento de temperatura. Se consideran los flujos laminares o turbulentos a partir de la misma segmentación realizada para los cálculos mediante correlaciones.

Para el caso de flujos turbulentos, se consideran inicialmente dos de los modelos de turbulencia más sencillos disponibles en FLUENT [3]:

- Modelo de turbulencia Spalart-Allmaras. Es el modelo de turbulencia más sencillo incorporado en FLUENT. Este modelo incorpora como ecuación adicional al cálculo del sistema de ecuaciones (RANS:



Reynolds Average Navier-Stokes) una ecuación de transporte para la viscosidad cinemática turbulenta, lo que supone un incremento pequeño del coste computacional con respecto al cálculo laminar. Está diseñado para dar buenos resultados en un amplio rango de valores del número de Reynolds.

- Modelo de turbulencia k-ε estándar. Es el modelo completo de turbulencia más simple. Cuenta con dos ecuaciones adicionales mediante la solución de las cuales se permite determinar de forma independiente la velocidad turbulenta y las escalas de longitud. Es un modelo muy robusto, económico en cuanto a requerimiento de cálculo y bastante preciso en un amplio rango de flujos turbulentos, por lo que es comúnmente utilizado.

Se analizan los resultados de ambos modelos para la aplicación concreta, por comparación con los resultados obtenidos mediante correlaciones. Aquél que presente un mejor ajuste, será el utilizado a lo largo del trabajo como modelo de turbulencia en la herramienta CFD, con sus valores por defecto.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Primeramente, para las comparaciones con FLUENT cuando, según los criterios establecidos, el flujo turbulento ya está desarrollado, se confeccionan las tablas 1 y 2, cuyos resultados permitirán elegir el modelo de turbulencia de entre los dos inicialmente propuestos:

		Rég.	Correlac.	CFD S-A	CFD k-ε
L=0,5 m ΔT=10°C	NuL (u= 2 m/s)	FOR	189,49	288,61	1438,17
	NuL (u= 2.5 m/s)	FOR	249,48	338,38	1473,38
	NuL (u= 3 m/s)	FOR	306,11	385,55	1469,05

Tabla 1.- Comparación de resultados por modelos de turbulencia (I).

		Rég.	Correlac.	CFD S-A	CFD k-ε
L=2,5 m ΔT=50°C	NuL (u= 2 m/s)	MIX	1418,38	1023,2	2437,77
	NuL (u= 2.5 m/s)	MIX	1493,73	1219,9	5606,65
	NuL (u= 3 m/s)	FOR	1204,28	1404,9	5895,22

Tabla 2.- Comparación de resultados por modelos de turbulencia (II)

El modelo turbulento que mejor se adapta a nuestro caso de estudio es el Spalart-Allmaras. La comparación de los resultados de este modelo con los obtenidos por correlaciones arroja diferencias relativas entre el 35 y el 10%, asumibles en este tipo de estudios. Hay que señalar que estas diferencias son tanto menores cuanto más desarrollada está la turbulencia. En efecto, cuando nos encontramos en los primeros escenarios de la convección natural-mixta turbulenta para la mayor longitud (caso L=2.5 m, ΔT=50 °C, u=2 m/s) los resultados presentan las mayores discrepancias respecto a los obtenidos por correlación lo que, unido al carácter constante de la misma en este intervalo, como se verá más adelante, nos lleva a concluir que quizá sea la propia correlación experimental elegida la que carece de validez.

Por el contrario, los resultados del modelo k-ε estándar no se ajustan en ningún caso a los de las correlaciones, con valores muy superiores de los esperados. Si bien es verdad que se aprecia cierta convergencia conforme la turbulencia es mayor (a mayor longitud y mayor diferencia de temperatura, mayor turbulencia y menores diferencias relativas en los resultados del número de Nusselt) se descarta este modelo para el presente estudio. La adaptabilidad y validez del mismo, de los más ampliamente utilizados en ingeniería e investigación, mediante modificación de los parámetros que ofrece FLUENT por defecto, queda fuera del alcance de este estudio.

Para la representación gráfica de los resultados se ha elegido en abscisas el valor del cociente Gr_L/Re_L^2 en escala logarítmica, de manera que se puedan recoger todos los resultados obtenidos, con el valor del número de Nusselt en ordenadas. Hay que señalar, por tanto, que los valores crecientes de la velocidad se van representando hacia valores decrecientes de la abscisa.



Se representarán los resultados obtenidos mediante correlaciones con puntos de diferente geometría, mientras que los resultados de FLUENT son representados mediante líneas de trazo continuo.

Se añaden, en todos los gráficos, las líneas verticales que separan los regímenes de convección según el criterio expuesto anteriormente:

- Línea roja: $Gr_L/Re^2_L = 0.5$. Separa la convección forzada de la mixta.
- Línea verde: $Gr_L/Re^2_L = 2$. Separa la convección mixta de la natural.

En la leyenda de las gráficas se especifica si en FLUENT se han empleado simulaciones en régimen laminar (FLUENT: L), turbulento según el modelo Spalart-Allmaras (FLUENT: T) o una combinación de ambos (FLUENT: L-T), en función de lo que hayan determinado los valores frontera de los números de Reynolds o Rayleigh, según el caso (ver expresiones de las correlaciones).

Como comentario general, es necesario destacar la magnitud de las discontinuidades obtenidas al analizar la evolución del número de Nusselt mediante correlaciones experimentales. Las expresiones para su cálculo cambian en función del régimen de convección considerado y, como se ha comentado anteriormente, los propios valores que delimitan los márgenes de convección natural, mixta y forzada no están definidos con exactitud [1, 2].

La Fig.4 ilustra esta situación. En ella se muestran los valores obtenidos, sólo mediante correlaciones, para ambas longitudes de cerramiento consideradas y con una diferencia de temperaturas entre el cerramiento y la corriente libre de 50°C, para todo el rango de velocidades. Se observa que, particularmente para el caso de $L=2.5$ m, representado por la sucesión de triángulos verdes, la discontinuidad al cambiar de régimen de convección es muy significativa, especialmente en el salto de convección mixta a forzada, régimen este último en el cual los valores de partida son incluso menores que los obtenidos en convección natural. No obstante, la pendiente

de crecimiento es mayor para la convección forzada como cabía suponer.

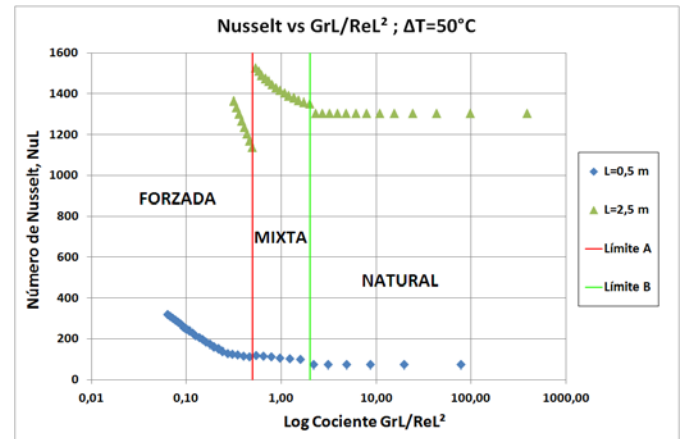


Fig. 4.- Nusselt mediante correlaciones para $\Delta T=50^\circ C$

También de la Fig.4 se puede destacar que los valores de convección natural se mantienen constantes para ambas longitudes debido a la naturaleza de la expresión que, una vez definido el régimen de flujo, no depende de la velocidad de entrada del fluido.

Por el contrario, las simulaciones en FLUENT presentan continuidad en todo caso, sin saltos bruscos, al variar la velocidad en pequeños incrementos siempre que no se modifiquen otras variables de entrada en las simulaciones, como el modelo de flujo u otras condiciones de contorno. En la Fig.5 se representa el mismo gráfico, añadiendo las curvas obtenidas con FLUENT: línea continua rosa para $L=0.5$ m y línea continua celeste para $L=2.5$ m.

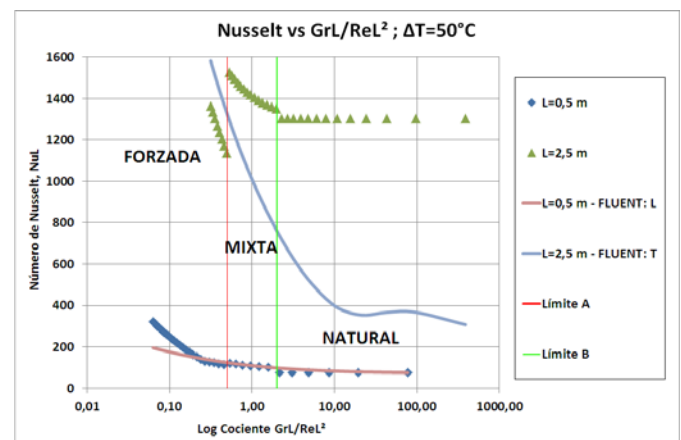


Fig. 5.- Nusselt mediante correlaciones y FLUENT para $\Delta T=50^\circ C$.



A continuación se exponen las gráficas comparativas para la convección natural-mixta, primeramente para $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Fig. 6):

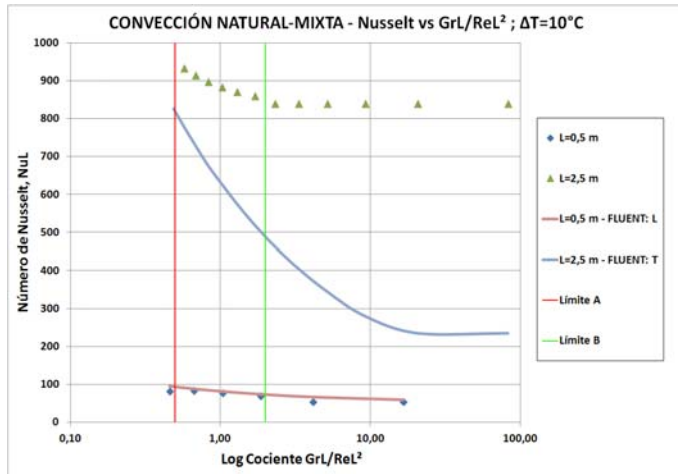


Fig. 6.- Comparación en convección natural-mixta con $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En esta primera gráfica, se observa como el ajuste para $L=0.5\text{ m}$ es prácticamente perfecto en ambos regímenes de convección aun siendo relativamente pocos los puntos que caen en estos dominios. Los rombos azules de las correlaciones caen sobre la línea rosa de las simulaciones CFD. Para este caso, la turbulencia aún no está desarrollada y el régimen de flujo es puramente laminar.

Sin embargo, para $L=2.5\text{ m}$ el régimen de flujo es turbulento en todo el rango de velocidades. Aquí, las diferencias entre los resultados de las correlaciones y FLUENT, representados por triángulos verdes y línea azul respectivamente, son muy grandes para la convección natural (velocidades bajas o muy bajas), aunque van disminuyendo progresivamente conforme se aproximan a la zona de convección mixta. Esta reducción de las diferencias es debida al crecimiento de tipo exponencial que presentan los resultados de las simulaciones frente al valor constante de la correlación en convección natural y a las menores pendientes de crecimiento en la región de convección mixta. Las grandes diferencias obtenidas requerirían sin duda un estudio más detallado de los parámetros de simulación, que se deja propuesto para futuros análisis.

Comentarios muy similares a los de gráfica anterior pueden aplicarse a la de la Fig. 7, donde se comparan los resultados de convección natural-mixta para $\Delta T=50\text{ }^{\circ}\text{C}$:

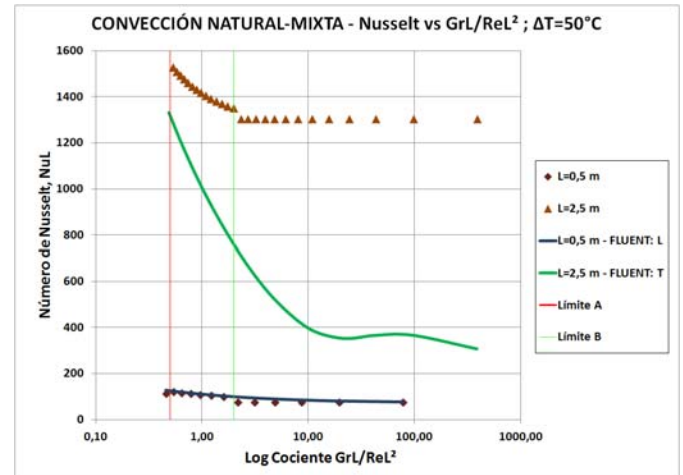


Fig. 7.- Comparación en convección natural-mixta con $\Delta T=50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

De nuevo, el ajuste para $L=0.5\text{ m}$ es casi coincidente y las curvas de ambos métodos (rombos marrones y línea azul oscuro) aparecen casi superpuestas. No obstante, a diferencia de la gráfica anterior, se aprecia que existen una mayor cantidad de puntos en las convecciones natural y mixta, es decir, la convección forzada se alcanza a mayores velocidades, puesto que la diferencia de temperaturas ahora es suficientemente grande para generar unas fuerzas de empuje predominantes en el proceso convectivo.

El comentario anterior aplica también para el caso $L=2.5\text{ m}$, es decir, se tiene un mayor número de puntos en la zona de convección representada. Aquí, al igual que para $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$, existe flujo turbulento en todo caso y las diferencias entre métodos (triángulos dorados y línea verde), muy grandes inicialmente, se ven reducidas según las curvas se acercan la zona de convección forzada. Cabe destacar también que en la curva obtenida mediante correlaciones, se aprecia ya una discontinuidad significativa entre convección natural y convección mixta aunque, como ya se vio en la gráfica de la Fig. 4, las discontinuidades de mayor magnitud entre correlaciones son aquellas que tienen lugar en la transición mixta-forzada.



De la misma forma, se analizan las gráficas comparativas para la convección forzada comenzando también por $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$, (Fig. 8):

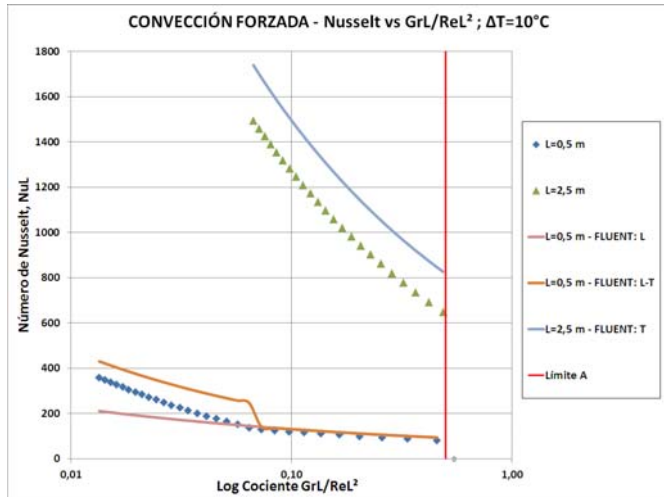


Fig. 8.- Comparación en convección forzada con $\Delta T=10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

En esta gráfica, para $L=0.5\text{ m}$, los resultados de las correlaciones son comparados con dos curvas de simulación en FLUENT diferentes (líneas rosa y naranja). El fundamento de esta doble comparación es que, según los valores frontera establecidos por las correlaciones, el régimen de flujo cambia de laminar a turbulento para $u=1.6\text{ m/s}$ ($Re_{tr} = 51669 > 50000$).

Por lo tanto, es razonable pensar que en el entorno de este valor exista un flujo de transición hasta que la turbulencia esté plenamente desarrollada. De esta manera, las simulaciones se han realizado siguiendo dos criterios: considerando el flujo como laminar (L) en todo el rango de velocidades y, por otro lado, cambiando de laminar a turbulento según el modelo de Spalart-Allmaras (L-T) en el punto mencionado anteriormente.

De nuevo, el ajuste en régimen laminar para $L=0.5\text{ m}$ es óptimo, con diferencias mínimas entre correlación (rombos azules) y simulaciones.

Y, como se esperaba, a partir del punto de cambio de régimen de flujo la curva de las correlaciones comienza a levantarse sobre la curva de comportamiento laminar. No obstante, en los primeros estadios del teórico régimen turbulento se mantiene bastante próxima a

aquella, lo que da indicios de la existencia de un régimen de transición de flujo entre el laminar y el turbulento.

Efectivamente, los resultados de las correlaciones para $L=0.5\text{ m}$ muestran un comportamiento intermedio entre las dos soluciones implementadas en FLUENT, a partir del teórico punto de transición. Se observa que la curva de las correlaciones se va acercando progresivamente a la curva L-T. En el punto de máxima velocidad dentro del rango de estudio, con $u=3.5\text{ m/s}$ y $Re_L=113026$, donde podemos asumir que la turbulencia está completamente desarrollada, las curvas están bastante próximas y presentan una diferencia relativa de los valores del número de Nusselt promedio del 17%.

Para el caso $L=2.5\text{ m}$, donde el régimen de flujo es turbulento para todas las velocidades, la curva de las correlaciones (triángulos verdes) se mantiene por debajo de la curva de FLUENT (línea azul) a una distancia aproximadamente constante en todo el intervalo. En el punto final de velocidad $u=3.5\text{ m/s}$, la diferencia relativa entre números de Nusselt promedio es del 14%.

Precisamente es destacable el hecho de que los valores de FLUENT queden ahora por encima de los de las correlaciones, cuando en las gráficas de las Figs. 6 y 7, es decir, regímenes de convección natural y mixta, permanecían por debajo. Ello es debido a las grandes discontinuidades que presenta el cálculo por correlaciones en los puntos frontera, donde se cambia de régimen de convección y, por tanto, de expresión de cálculo; como quedó reflejado en la gráfica de la Fig. 4.

La gráfica que se muestra a continuación (Fig. 9), para el caso $\Delta T=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ofrece unos valores análogos a los obtenidos en la gráfica anterior.

Para $L=0.5\text{ m}$, el flujo pasa de laminar a turbulento para $u=1.8\text{ m/s}$ ($Re_{tr} = 52081 > 50000$). Como antes, el ajuste en flujo laminar es excelente y en los primeros puntos a partir de ese valor la curva de las correlaciones (rombos marrones) tiene un comportamiento prácticamente idéntico al del caso anterior, situándose a medio camino entre la simulación puramente laminar (línea azul oscuro) y la curva



que combina ambos tipos de flujo (línea gris). Igualmente, se aprecia como la tendencia a las velocidades más elevadas es seguir la curva turbulenta, manteniéndose con valores moderadamente inferiores (diferencia relativa del 19 % para $u=3.5$ m/s).

Del mismo modo, para $L=2.5$ m las curvas son paralelas, también con la línea verde correspondiente a los valores de FLUENT siempre por encima. La diferencia relativa para $u=3.5$ m/s está en torno al 14 %.

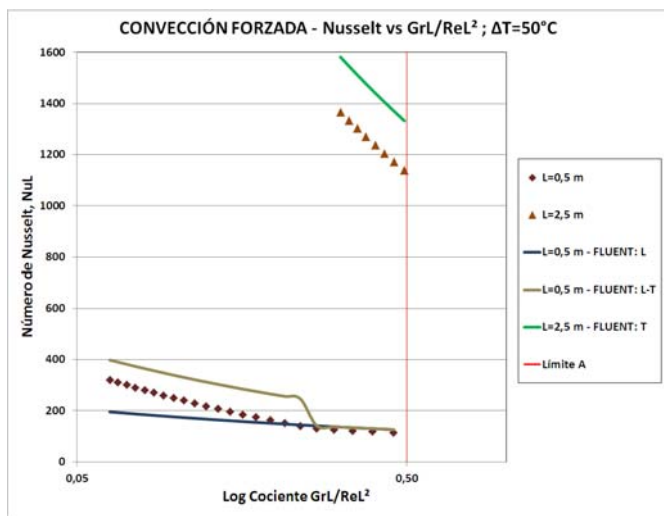


Fig. 9.- Comparación en convección forzada con $\Delta T=50^\circ\text{C}$.

Además de las gráficas, otra forma utilizada para comparar los resultados es la utilización de tablas. Las aquí expuestas recogen las medias y las desviaciones típicas de las diferencias absolutas entre los resultados de las correlaciones y los de las simulaciones. Para su cálculo, se consideran las simulaciones FLUENT: L-T en los casos de $L=0.5$ m, donde coexisten los dos regímenes de flujo, y FLUENT: T para $L=2.5$ m. La tabla 3 muestra esos valores para los cuatro casos de estudio en todo el rango de velocidades:

L (m)	ΔT ($^\circ\text{C}$)	Diferencia promedio	Desviación típica
0,5	10	54,79	40,46
0,5	50	51,21	43,18
2,5	10	267,51	123,54
2,5	50	511,86	279,23

Tabla 3.- Media y dispersión de las diferencias absolutas de NuL para todo el rango de velocidades.

Se observa que las diferencias promedio son bastante menores para la longitud corta, siendo en ese caso para ambos ΔT los valores de media y desviación típica muy parecidos. Ello es debido a que, como se vio anteriormente, para una buena parte del rango de velocidades el flujo es laminar y con este tipo de flujo el ajuste de ambos métodos es muy bueno. Las diferencias se concentrarán en la zona turbulenta.

Para el caso de $L=2.5$ m las diferencias promedio son considerablemente mayores con respecto a $L=0.5$ m, y a su vez diferentes entre sí, con valores de media y de dispersión mucho mayores para el caso de mayor ΔT . Aquí, donde el flujo es siempre turbulento, las diferencias se concentran fundamentalmente en la zona de convección natural.

Para definir mejor dónde se concentran las diferencias entre ambos métodos se recurre a otras tablas complementarias. Las tablas 4 y 5, representan las diferencias en régimen laminar y turbulento, respectivamente para $L=0.5$ m (en $L=2.5$ m el régimen es siempre turbulento):

L (m)	ΔT ($^\circ\text{C}$)	Régimen de convección	Diferencia promedio	Desviación típica
0,5	10	NAT-MIX-FOR	9,91	3,4
0,5	50	NAT-MIX-FOR	8,14	6,55

Tabla 4.- Media y dispersión de las diferencias absolutas de NuL para régimen laminar ($L=0.5$ m).

L (m)	ΔT ($^\circ\text{C}$)	Régimen de convección	Diferencia promedio	Desviación típica
0,5	10	FORZADA	88,45	11,75
0,5	50	FORZADA	91,89	9,03

Tabla 5.- Media y dispersión de las diferencias absolutas de NuL para régimen turbulento ($L=0.5$ m).

El ajuste laminar presenta unas diferencias absolutas pequeñas, con unas dispersiones también mínimas. En régimen turbulento, las diferencias son considerablemente mayores (del orden de 10 veces superiores) y también lo es la dispersión, debido a la zona de transición entre un tipo de flujo y otro. No obstante, los ajustes para esta longitud de pared pueden considerarse bastante buenos en términos relativos.



Para las comparaciones en cuanto regímenes de convección, se confeccionan las mismas tablas, tablas 6 y 7, distinguiendo entre convección natural-mixta y forzada:

L (m)	ΔT (°C)	Diferencia promedio	Desviación típica
0,5	10	6,18	3,73
0,5	50	6,64	7,35
2,5	10	377,81	161,69
2,5	50	602,72	253,84

Tabla 6.- Media y dispersión de las diferencias absolutas de NuL para convección natural-mixta.

L (m)	ΔT (°C)	Diferencia promedio	Desviación típica
0,5	10	62,89	37,97
0,5	50	74,47	34,72
2,5	10	209,96	20,44
2,5	50	205,20	7,56

Tabla 7.- Media y dispersión de las diferencias absolutas de NuL para convección forzada.

Destaca de los resultados de la tabla 6 las grandes diferencias en los números de Nusselt promedio para L=2.5 m, las mayores de todo el estudio, tanto mayores a mayor diferencia de temperaturas. Ello es debido a la ya mencionada poca precisión de la correlación en convección natural, que adopta un valor constante para todo el intervalo y muy superior a los valores iniciales de las simulaciones.

En el caso de convección forzada, tabla 7, las discrepancias en L=0.5 m se ven incrementadas por la aparición del régimen turbulento ya comentada, mientras que para el caso de L=2.5 m se ven reducidas respecto a los regímenes natural y mixto, manteniendo prácticamente constantes esas diferencias como se aprecia en la relativamente baja dispersión.

CONCLUSIONES

Las conclusiones que se obtienen del presente estudio comparativo pueden resumirse en los siguientes puntos:

En los casos en los que se presenta régimen de flujo laminar, los resultados mediante correlaciones experimentales y simulaciones CFD presentan un ajuste excelente, con resultados prácticamente coincidentes.

De los dos aquí considerados y obviando estudios más exhaustivos, el modelo de turbulencia que presenta mejores resultados comparativamente con las correlaciones es el modelo de una ecuación de Spalart-Allmaras.

Cuando existe transición entre laminar y turbulento, las correlaciones muestran un lógico comportamiento intermedio entre las simulaciones según ambos tipos de flujo, hasta que se desarrolla plenamente el régimen turbulento.

Las correlaciones presentan discontinuidades considerables al cambiar de régimen de convección, ya que ello implica un cambio en la expresión del cálculo. Especialmente importante es esta discontinuidad en el paso de convección mixta a forzada.

Dentro del régimen turbulento, la correlación de la convección natural es la que presenta las mayores discrepancias del estudio. Esto, unido a su carácter constante frente a los esperables resultados crecientes con la velocidad de las simulaciones, pone en entredicho la validez de la expresión para los escenarios del presente estudio.

El resto de comparaciones se mantienen en unos márgenes de diferencias aceptables en este tipo de estudios, en torno al 20% o menores, con los valores de las simulaciones siempre superiores en convección forzada turbulenta y menores en los otros casos.

El trabajo pone también de manifiesto que la adecuada definición de los puntos frontera, tanto para determinar el régimen de convección como el régimen de flujo, resulta decisiva para la obtención de unos resultados satisfactorios.

De todo ello se deduce que los resultados obtenidos mediante simulaciones con herramientas CFD nos proporcionan información



útil y precisa, pero que depende enormemente de una buena elección del modelo de flujo y demás parámetros de simulación. Siempre que se disponga de correlaciones experimentales, como ocurre para la mayoría de geometrías sencillas, es necesario contrastar la validez de las simulaciones, variando sus parámetros de entrada en caso de presentar grandes discrepancias.

NOMENCLATURA

L	Longitud de pared isotérmica (m)
T _s	Temperatura de la superficie (°C)
T _f	Temperatura del aire lejos de la pared (°C)
ΔT	Diferencia de temperaturas (°C)
T	Temperatura media de película (°C)
Gr _L	Número de Grashof promedio en L
Re _L	Número de Reynolds promedio en L
Nu _L	Número de Nusselt promedio en L
h	Coefficiente de película (W/m ² K)
ρ	Densidad (kg/m ³)
k	Conductividad térmica (W/m K)
μ	Viscosidad dinámica (kg/m s)
c _p	Calor específico (J/kg K)
Re _{tr}	Reynolds de transición
Pr	Número de Prandtl
ψ	Función auxiliar en convección natural
Ra _L	Número de Rayleigh promedio en L
Nu _{Lf}	Nusselt promedio en L (convección forzada.)
Nu _{Ln}	Nusselt promedio en L (convección natural)
Nu _{Lmix}	Nusselt promedio en L (convección mixta)
NAT	Convección natural
MIX	Convección mixta
FOR	Convección forzada
S-A	Modelo de turbulencia Spalart-Allmaras
k-ε	Modelo de turbulencia k-épsilon
FLUENT: L:	Simulaciones con flujo laminar
FLUENT: T:	Simulaciones con flujo turbulento
FLUENT: L-T	Simulaciones combinadas

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento a las dos tutoras del proyecto, en especial a Inés Suárez Ramón, por sus consejos y orientaciones, así como por sus esfuerzos para facilitarme bibliografía, documentación e incluso medios informáticos para la elaboración del presente trabajo. Dada mi condición de trabajador desplazado durante buena parte de la elaboración del mismo, su ayuda y disponibilidad resultaron decisivas para su finalización.

REFERENCIAS

- [1] A. F. Mills, *Heat Transfer*, 2nd Edition, Prentice Hall, 1999.
- [2] Y. A. Cengel, A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*, Mc Graw Hill, 2011.
- [3] *Fluent 6.3 - User's Guide*, 2006.