

ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVA EN RECINTOS TRAPEZOIDALES CON REDES NO ORTOGONALES

Ana María Aramayo¹, Sonia Esteban², Luis Cardón²

¹Departamento de Matemática, Facultad de Ciencias Exactas, UNSa.

²Departamento de Física - INENCO Facultad de Ciencias Exactas, UNSa.
Av. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina (aaramayo@unsa.edu.ar)

RESUMEN: El presente trabajo estudia numéricamente la convección natural transitoria en un recinto trapezoidal. El recinto consiste de dos paredes verticales paralelas, las cuales tienen altura H y h , separadas por una distancia L ; y dos paredes inclinadas un ángulo $\pm\gamma$, en forma simétrica. Las dos primeras están aisladas térmicamente y en las dos últimas, se impone un salto de temperatura (ΔT). Se consideran distintas razones de aspecto ($A=H/L$), ángulos de inclinación y saltos de temperatura. Se muestran algunos patrones de flujo y de temperatura y se analiza el efecto de los parámetros A , γ y ΔT , en la transferencia de calor convectiva, mediante el número de Nusselt (\overline{Nu}). Se ha encontrado que para recintos aplanados ($A=0.2$), \overline{Nu} es independiente de γ , hasta $\Delta T=20^\circ\text{C}$, y que para mayores ΔT no supera el 25% respecto al valor calculado para $\gamma=0^\circ$. Mientras que, para $A=0.4$, esta variación puede superar el 50%.

Palabras clave: convección natural, ángulo de inclinación, razón de aspecto, recinto trapezoidal, transferencia de calor.

INTRODUCCION

El creciente interés en los flujos térmicos, reflejan que el proceso de movimiento y transporte de fluido generado o alterado por la fuerza de flotación son de interés práctico en muchos campos de la ciencia y la tecnología. La mayoría de los trabajos que tratan la convección natural en recintos, restringen sus investigaciones a dominios ortogonales tales como rectangulares, cilíndricos o esféricos. Sin embargo, la configuración real de los recintos se aleja de estas geometrías simples. La geometría trapezoidal es una configuración con características que permite mejorar la performance térmica de algunos dispositivos, de allí la importancia del estudio de los fenómenos físicos que ocurren en estos tipos de geometrías. Se puede mencionar algunas aplicaciones prácticas, tales como acondicionamiento térmico de edificios, invernaderos, secaderos, etc. Un área de interés particular que involucra tal geometría es la destilación, donde el proceso está fuertemente influenciado por la convección natural.

La bibliografía disponible es muy escasa, los trabajos con geometría trapezoidal se limitan a recintos calentados de lado, estado estacionario, medios porosos, etc.. A continuación se describen algunos trabajos que sirven de referencia y motivación, para el presente trabajo.

Los autores Costa V., et. al. (2007) analizan la transferencia de calor por convección natural en un arreglo vertical con particiones cuya geometría es paralelepípeda. Estos tipos de recintos presentan una característica conocida como diodo térmico, es decir, esta configuración puede presentar una alta o una reducida performance térmica, dependiendo del ángulo de inclinación y el número de particiones. De esta manera, la geometría interna de este arreglo puede cambiarse dependiendo de las condiciones de borde temperatura y de la carga de térmica impuesta, permitiendo la mejor performance térmica para un determinado sistema. Los autores concluyen que el número de Nusselt global (Nu), en la placa inclinada, para el recinto sin particiones es considerablemente mayor que el correspondiente al recinto con particiones.

En el trabajo de Hammami M. et. al. (2007) se presenta un estudio numérico de transferencia de calor y materia por convección natural en una cavidad trapezoidal. Los autores evalúan el comportamiento térmico e hidrodinámico del sistema. Sus resultados muestran que la configuración del flujo obtenida depende fuertemente del ángulo de inclinación de la pared superior fría. Un aumento del ángulo de inclinación lleva un flujo comparable a uno obtenido en un recinto triangular. Los autores obtienen correlaciones del número de Nusselt global, en la pared inferior, con el número de Rayleigh (Ra), ángulo de inclinación y razón de aspecto (L/H).

Natarajan E. et.al. (2008) investigan la influencia del calentamiento uniforme y no-uniforme de la pared inferior en flujo de convección natural, en una cavidad trapezoidal. Las paredes verticales del recinto se mantienen a una temperatura constante fría mientras que la pared superior se encuentra aislada. Los autores encuentran que el mecanismo de transferencia térmica dominante es el conductivo para $Ra = 5 \times 10^3$, para calentamiento uniforme.

Nuestro grupo está trabajando con recintos trapezoidales desde el 2003. En Aramayo, et.al.; Esteban, et.al (2003), se estudia la transferencia de calor en cavidades triangulares, mediante una estrategia sugerida por Holtzman, et.al. (2000). Esta estrategia consiste en calcular la transferencia de calor puramente conductiva, a fin de usarla como referencia para el cálculo de \overline{Nu} convectivo. Esta misma estrategia se ha utilizado en el presente trabajo. En Aramayo, et.al.; Esteban, et.al. (2004) se analiza la influencia de la transferencia de masa, en la transferencia de calor, en una cavidad trapezoidal y en Aramayo, et. al. (2008), la transferencia de calor en un apilamiento de cavidades trapezoidales.

Hasta el presente se ha trabajado con problemas bidimensionales y redes ortogonales; y aunque el análisis llevado a cabo se ha basado en una formulación adimensional, para proporcionar generalidad a los problemas planteados; se ha encontrado

muchas dificultades en el software utilizado, ya que la limitación de redes ortogonales restringe la geometría a estudiar. Por ejemplo si se fija las alturas del recinto trapezoidal, la variación del ancho y ángulo de inclinación es muy limitada. Para avanzar hacia un estudio computacional más completo, es necesario un cambio de software y de metodología de trabajo.

La dificultad planteada anteriormente ha conducido a la búsqueda de un software que trabaje con redes no ortogonales. OpenFOAM (Open Field Operation and Manipulation) es una herramienta de CFD (Dinámica de Fluido Computacional) capaz de simular flujos complejos que involucren reacciones químicas, turbulencia y transferencia de calor, dinámica del sólido y problemas de electromagnetismo. La parte central de OpenFOAM es un conjunto de módulos escritos en C++. El código es libre y bajo licencia GNU (General Public Licence). OpenFOAM usa el método de volúmenes finitos para resolver sistemas de ecuaciones parciales y trabaja con redes 3D no estructurada, cuyas celdas son poliedros. Se utilizó el programa OpenFOAM para realizar el pre-procesamiento de la red, la resolución del problema (FoamX) y el post-procesamiento de los datos (paraFOAM), presentados en este trabajo.

OpenFOAM posee numerosos resolvers pre-configurados, utilidades y librerías que pueden utilizarse como cualquier paquete de simulación. Si bien, existen distintas aplicaciones en OpenFOAM, por ejemplo para utilizar redes no uniformes, zonas con distinto tipo de geometrías, distintos materiales, etc.; en la mayoría de los casos el usuario debe realizar modificaciones en estas librerías-utilidades.

El usuario puede utilizar:

- los módulos existentes para construir sus propios resolvers, para simular un problema específico;
- las utilidades disponibles para realizar pre y post-procesamiento de datos;
- las librerías para crear herramientas a las que pueda acceder los resolvers.

El presente trabajo estudia numéricamente la convección natural transitoria en un recinto trapezoidal. El recinto consiste de dos paredes verticales paralelas, las cuales tienen altura H y h , separadas por una distancia L ; y dos paredes inclinadas un ángulo $\pm\gamma$, en forma simétrica. Las dos primeras están aisladas térmicamente y en las dos últimas, se impone un salto de temperatura (ΔT). Se consideran distintas razones de aspecto ($A=H/L$), ángulos de inclinación y saltos de temperatura. Se muestra algunos patrones de flujo y de temperatura, para algunos casos y se analiza el efecto de estos parámetros, en la transferencia de calor convectiva, mediante el número de Nusselt (\overline{Nu}).

MODELO MATEMATICO Y NUMERICO

La figura 1-a muestra el dominio de cálculo, las condiciones de borde y la nomenclatura utilizada en este trabajo. Se utiliza la configuración rectangular como referencia y se varía la inclinación ($\pm\gamma$) de las paredes inferior y superior, de modo que se obtenga como configuración final un recinto prácticamente triangular.

Para cada razón de aspecto, se ha variado el ángulo γ , de modo que la separación mínima entre las paredes fría y caliente queda determinada por la siguiente ecuación:

$$h = H - 2L \sin \gamma \quad (1)$$

esta altura determinará el máximo ángulo que pueden inclinarse las paredes. Los parámetros geométricos del problema (γ , H , L) fueron ingresados en un programa realizado por los autores, a partir del cual se crea un archivo de datos (blockMeshDict); que contiene todos los parámetros necesarios para el pre-procesador de red utilizado por OpenFOAM.

Las paredes inferior y superior del recinto se encuentran a temperatura constante; siendo la temperatura de la primera mayor que la segunda; en tanto que las paredes verticales se mantienen aisladas térmicamente. Se varía el ángulo de inclinación desde 0° hasta 10° , la razón de aspecto entre 0.2 y 0.4 y el salto de temperatura desde 1°C a 40°C . La variación en el salto de temperatura impuesto se debe a que en los sistemas de destilación multietapa, se ha obtenido experimentalmente que el salto total entre la etapa caliente (bandeja inferior) y la fría es de 40°C ; mientras que $\Delta T=1^\circ\text{C}$ corresponde al problema puramente conductivo, utilizado como referencia para el cálculo de la transferencia de calor convectiva. Sin embargo, los resultados obtenidos en este trabajo se pueden utilizar en otras aplicaciones.

La figura 1-b muestra, a modo de ejemplo, una malla de $25 \times 10 \times 1$ para $H=0.4$, $\gamma=8^\circ$, donde se puede apreciar que los volúmenes de control no son ortogonales.

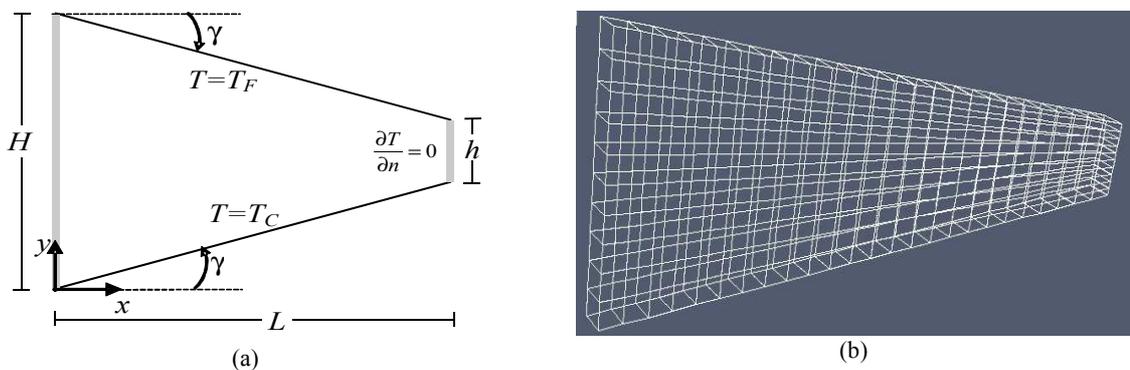


Figura 1: Dominio de cálculo, condiciones de borde y discretización.

La convección natural en recintos bajo la aproximación de Boussinesq, está modelada por las siguientes ecuaciones:

De continuidad: $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$ (2)

De energía $\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla T = \alpha \Delta T$ (3)

De momento: $\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 \mathbf{u} - \mathbf{g}[1 - \beta(T - T_\infty)]$ (4)

donde \mathbf{u} , es el campo de velocidad, T de temperatura, P de presión. En el presente trabajo se han considerado las siguientes condiciones de borde e iniciales:

- paredes verticales: $u = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0$,
- pared inferior: $u = 0, v = 0, T = T_c$, pared superior: $u = 0, v = 0, T = T_f$,
- inicialmente todo el recinto se encuentra estanco y a $T_0 = 20^\circ\text{C}$.

Se han evaluado todas las constantes (β, α, ν) a la temperatura inicial. Además, con estos parámetros es posible calcular el número de Rayleigh (Ra) para cada una de las configuraciones geométricas consideradas. La tabla 1, muestra los valores del número de Rayleigh, dado por: $Ra = \frac{g\beta}{\alpha\nu}(\Delta T)H^3$

La longitud característica adoptada en este trabajo es la altura máxima del recinto (H), ya que como se muestra en la sección Patrones de Flujo, las celdas convectivas de mayor intensidad se forman en la zona de mayor altura.

Ra	ΔT (°C)	10	20	30	40
	$H=0.2$	4.57×10^6	9.14×10^6	1.37×10^7	1.83×10^7
	$H=0.4$	3.66×10^7	7.32×10^7	1.09×10^8	1.46×10^8

Tabla 1: Valores de número de Rayleigh para los casos considerados

La red utilizada es de $125 \times 25 \times 1$ o $125 \times 50 \times 1$, dependiendo de la razón de aspecto. En todos los casos se ha procurado alcanzar el estado estacionario, utilizando hasta 3000 iteraciones, con pasos de tiempo variable; dependiendo del salto de temperatura impuesto y de la razón de aspecto. En algunos casos, como se detalla en las próximas secciones, se ha llegado a un estado oscilatorio del problema. Para llevar a cabo las simulaciones, fue necesario modificar distintos módulos ya existentes (librerías y utilidades), esto implica el entendimiento de la metodología de trabajo de este software.

Se debe señalar que un cálculo tridimensional del problema de referencia, ha tomado aproximadamente veinte días de cálculo ininterrumpido, ocupando la máxima potencia de hardware disponible (Core Duo-Intel), por lo tanto se ha decidido no tener en cuenta el efecto de dos paredes paralelas, tomando un sólo volumen de control en el eje z.

CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

El estudio de la dependencia de la transferencia de calor con el salto de temperatura, la razón de aspecto y el ángulo de inclinación de las paredes activas del recinto, puede realizarse calculando el flujo de calor local ($Q(x,y)$), mediante la siguientes ecuaciones:

$$Q_{inf}(x_{inf}, y_{inf}) = -k \frac{\partial T}{\partial n_1}(x_{inf}, y_{inf}); \quad Q_{sup}(x_{sup}, y_{sup}) = -k \frac{\partial T}{\partial n_2}(x_{sup}, y_{sup}) \quad (5)$$

El índice *inf* identifica la pared inferior y *sup* la superior. La dirección n_1 es la normal saliente a superficie inferior y n_2 la correspondiente a la superior. Se ha calculado Q_{inf} y Q_{sup} , sin embargo como ambos resultados son iguales (salvo el signo), se analizarán los obtenidos sólo para el primero. Para el cálculo del gradiente normal a las superficies se ha modificado una función definida por el programa OpenFOAM denominada SnGrad, obteniéndose un campo definido en las caras de los volúmenes de control, de todo el dominio de cálculo. Para extraer los valores particulares en las superficies de interés se ha utilizado otra función (sampleSurface) del programa.

Una vez calculado el flujo de calor local, se puede realizar el cálculo del flujo promedio, mediante una integral de superficie, para la que se ha adaptado una utilidad (patchIntegrate) del programa, mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{Q} = \frac{1}{S} \iint_S Q(x_i, y_i) dS \quad (6)$$

Siendo S el área ($L \cdot ancho$) de la superficie considerada.

A medida que el dominio se convierte en triangular, se presenta una discontinuidad en el cálculo del gradiente de temperatura en la zona de contacto entre las superficies fría y caliente, provocada por la disminución de la altura de los volúmenes de control en dicha zona. Esto último, incrementa el valor numérico de la derivada que define el flujo de calor.

Por ello, para comparar los resultados sin condicionamientos geométricos ni numéricos, se ha utilizado la estrategia sugerida por Holtzman (2000), obteniendo un valor de flujo de calor conductivo (\bar{Q}_0) para cada una de las geometrías estudiadas. Esto se ha realizado tomando $\Delta T = 1^\circ\text{C}$. De este modo, se define el calor adimensional \bar{Nu} , como el cociente del valor obtenido en

(6) y el valor de referencia \bar{Q}_0 , de la siguiente manera: $\bar{Nu} = \frac{\bar{Q}}{\bar{Q}_0}$

PATRONES DE FLUJO E ISOTERMAS

En esta sección se muestran los campos de velocidad y temperatura, así como los perfiles longitudinales de temperatura, para las superficies inferior y superior. Los patrones mostrados corresponden a la última iteración, la velocidad está expresada en m/s y la temperatura en $^{\circ}K$.

La figura 2 muestra las isotermas y los perfiles longitudinales de temperatura adyacentes a las paredes inferior y superior, para un recinto de $H=0.2$, $\Delta T=40^{\circ}C$, para distintos ángulos de inclinación. El eje x de los perfiles corresponde a la cantidad de puntos tomados para evaluar la temperatura, si bien hay 125 nodos en x , el programa permite tomar más puntos e interpola el valor de la temperatura.

La característica principal de estos perfiles de temperatura es la presencia de picos y valles. Esto da cuenta de la existencia de plumas ascendentes y descendentes, que provocan el calentamiento o enfriamiento de las placas superior e inferior, respectivamente. A medida que aumenta el ángulo de inclinación y que nos acercamos al extremo derecho del recinto, los picos y valles se van aplanando. Lo anterior está de acuerdo con el patrón de temperatura encontrado en esta zona, del tipo conductivo. La variación máxima de esta distribución de temperatura es de aproximadamente $8^{\circ}C$ para $\gamma=0^{\circ}$ y de $3^{\circ}C$, para los demás ángulos. Perfiles similares cualitativamente, se ha encontrado para los demás casos simulados no mostrados en este trabajo.

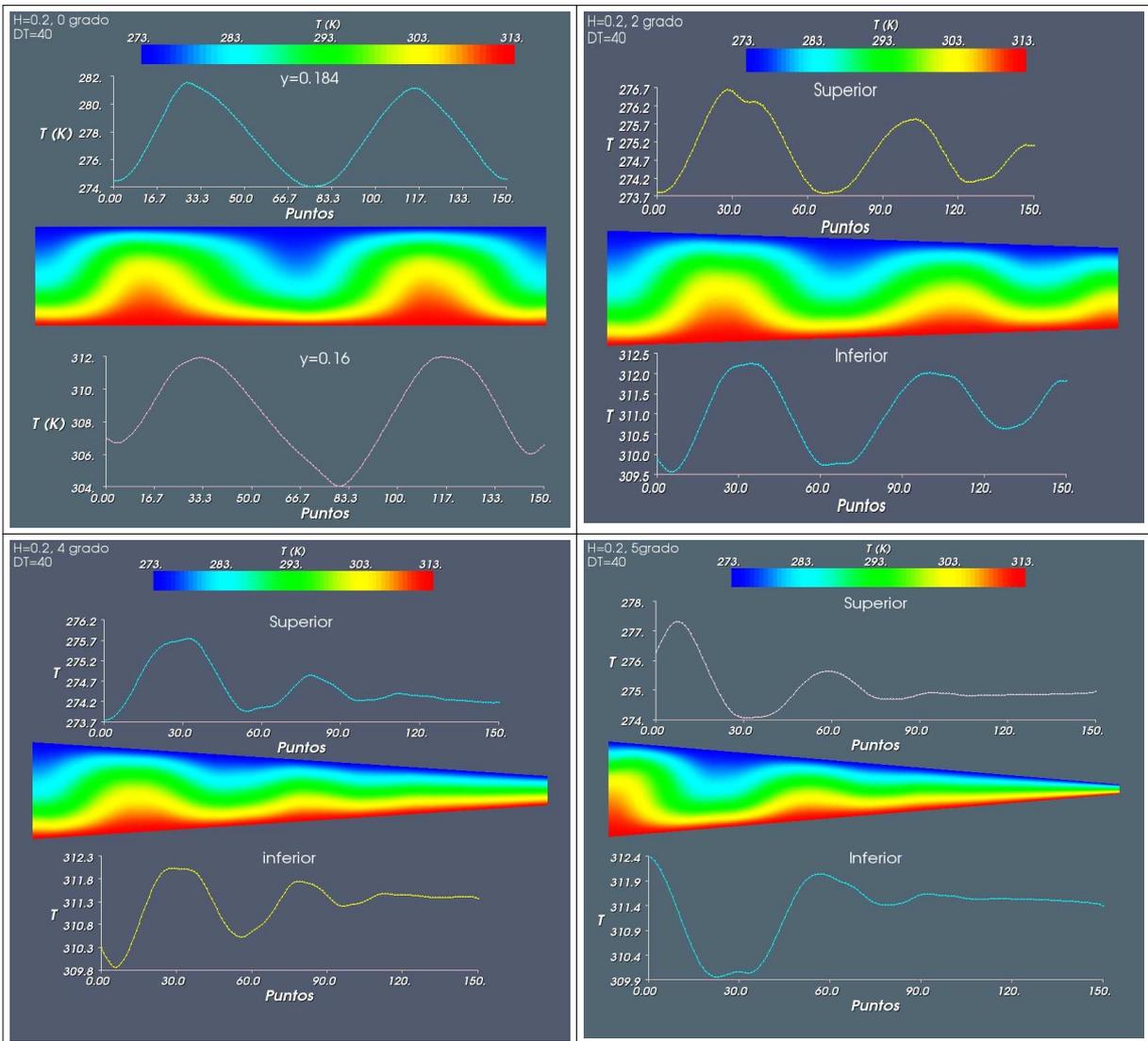


Figura 2: Isotermas y distribución longitudinal de temperatura para $H=0.2$, $\Delta T=40^{\circ}C$, a distintos γ .

La figura 3 muestra el campo de velocidad e isotermas obtenidas para un recinto de altura $H=0.4$, $\gamma=8^{\circ}$ con saltos de temperatura de 30 y $40^{\circ}C$. En los casos mostrados el tipo de flujo obtenido es multicelular, consistente de cuatro celdas convectivas. El sentido de circulación de la celda principal (de mayor tamaño), ubicada a la izquierda del recinto, es horario. Las demás celdas no sólo disminuyen en tamaño sino también en intensidad y se orientan en sentido opuesto a sus vecinas. Al aumentar el salto de temperatura las celdas convectivas se intensifican, como se puede observar de las escalas de velocidad utilizada en cada caso.

Respecto a la evolución temporal de los patrones de flujo, se ha observado que una vez formadas las celdas convectivas, éstas comienzan un movimiento tipo oscilatorio, que hace que su centro y eje de simetría se incline hacia la derecha e izquierda. Este movimiento puede ser la causa de las pequeñas variaciones observadas en la evolución temporal del número de Nusselt, como las descritas en la siguiente sección.

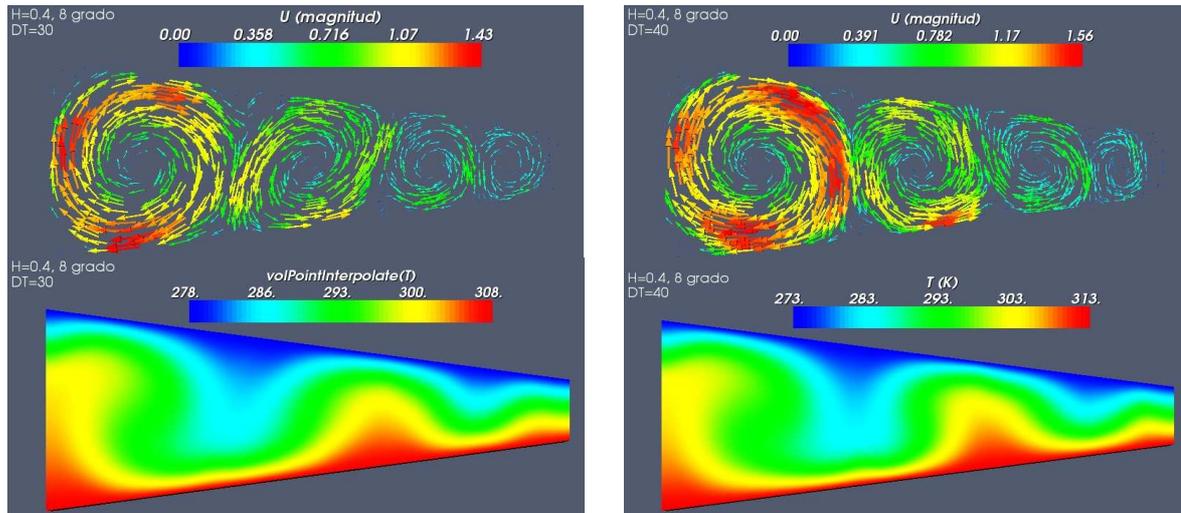


Figura 3: Campo de velocidad e isothermas para un recinto $H=0.4$, $\gamma=8^\circ$ a distintos saltos de temperatura.

TRANSFERENCIA DE CALOR

Se han calculado las distintas variables (\mathbf{u} , T , P , \bar{Q}) en cada paso temporal. Para realizar el post-procesamiento de los resultados, se ha modificado un archivo donde se especifica todos los parámetros de la corrida (ControlDict), de este modo el usuario puede guardar los datos en los tiempos que considere conveniente; definiendo el intervalo de escritura. Los datos mostrados en las gráficas de la evolución temporal de \bar{Nu} corresponden así a este último intervalo. En todos los casos simulados se observa un incremento de \bar{Nu} a medida que aumenta el salto de temperatura y la razón de aspecto.

Efecto de la razón de aspecto

La figura 4, muestra el efecto de la variación de la razón de aspecto en la evolución temporal de \bar{Nu} para distintos ΔT , a $\gamma=4^\circ$. La gráfica de la izquierda (figura 4-a) corresponde a $H=0.2$ y la gráfica de la derecha (figura 4-b) a $H=0.4$. En la mayoría de los casos se observa un comportamiento oscilatorio, que no permite alcanzar el estado estacionario. La amplitud de estas oscilaciones incrementan con aumento de ΔT y A .

Para $H=0.2$ (figura 4-a), el \bar{Nu} alcanzado para $\Delta T=40^\circ\text{C}$ es de aproximadamente 43, mientras que a $\Delta T=10^\circ\text{C}$ es de 10, lo cual representa una disminución del 53%, respecto al mayor valor obtenido. Para $H=0.4$ (figura 4-b), el \bar{Nu} alcanzado a $\Delta T=40^\circ\text{C}$ es de aproximadamente 108, mientras que a $\Delta T=10^\circ\text{C}$ es de 17, siendo la disminución de un 84%.

Para los mayores saltos de temperaturas ($\Delta T=30^\circ\text{C}$ y 40°C) la disminución de \bar{Nu} con la disminución de H es aproximadamente 60%, mientras que para ΔT menores esta disminución es del 50%. Este resultado indica que para obtener una mayor transferencia de calor convectiva, con igual salto de temperatura, se debe trabajar con recintos de mayor altura.

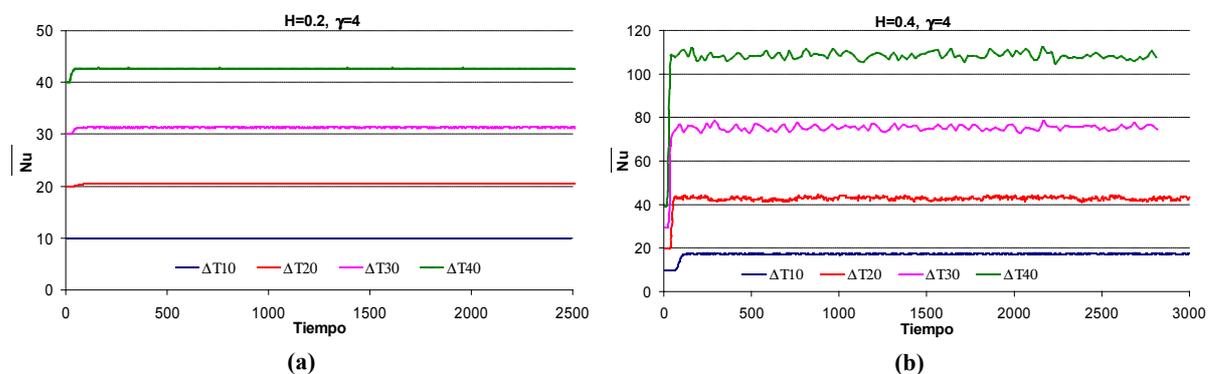


Figura 4: Evolución temporal de \bar{Nu} , para $\gamma=4^\circ$, para las razones de aspecto consideradas.

Efecto del ángulo de inclinación

La figura 5 muestra la dependencia del valor de \bar{Nu} con el ángulo de inclinación de las paredes, para $H=0.2$; en la gráfica de la izquierda los resultados para $\gamma=2^\circ$ y a la derecha para $\gamma=5^\circ$. Una mayor inclinación de las superficies produce una disminución de la transferencia de calor (figuras 5-a, 4-a y 5-b). Esta disminución es más notoria a medida que ΔT aumenta, ya que para $\Delta T=10^\circ$, la diferencia entre los valores de \bar{Nu} obtenidos para los distintos ángulos no supera el 1%.

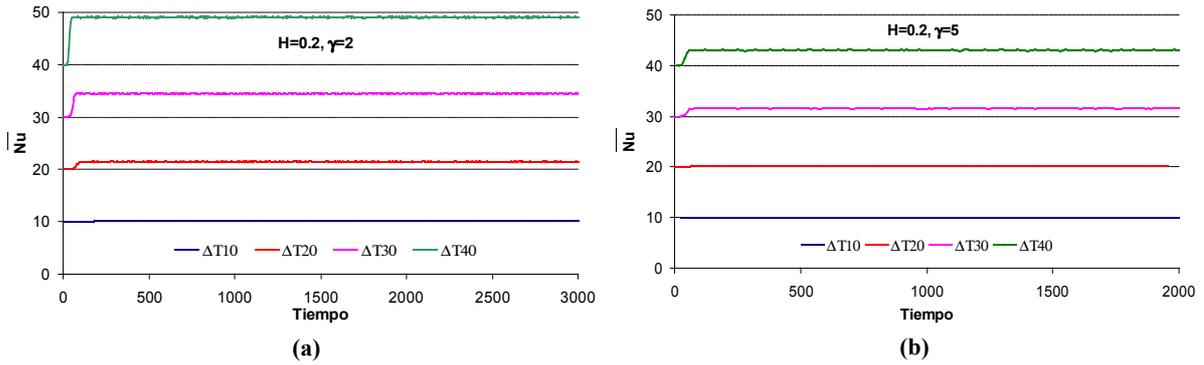


Figura 5: Evolución temporal de \overline{Nu} , para $H=0.2$, para distintos ángulos de inclinación.

En la figura 6, se presenta el efecto de la inclinación de las paredes activas en la evolución de \overline{Nu} , para el caso $H=0.4$. En este caso también la transferencia de calor disminuye a medida que aumenta γ , y ésta disminución se hace más notoria para $\Delta T=40^\circ$ ya que de $\gamma=0^\circ$ (figura 6-a) a $\gamma=10^\circ$ (figura 6-d), se produce un salto de más del 50%.

Para $H=0.4$ se utiliza una red de $125 \times 50 \times 1$ la cual requiere un mayor tiempo de cálculo y un paso de tiempo menor que el utilizado para $H=0.2$. Esta disminución en el paso de tiempo, requiere hasta doce horas de cálculo con el mejor procesador disponible. Es por ello que el intervalo de escritura se ha aumentado. Este cambio se ve reflejado en las curvas de las gráficas 6-a y 6-b, correspondientes a $\Delta T=40^\circ\text{C}$, $\gamma=0^\circ, 2^\circ$ y $\Delta T=30^\circ\text{C}$, $\gamma=2^\circ$, donde a partir de $t=1500$ las oscilaciones se suavizan. De manera que esta modificación en el comportamiento de \overline{Nu} no se debe a un cambio de régimen, sino a la variación del intervalo de tiempo en que se realiza el almacenamiento de datos.

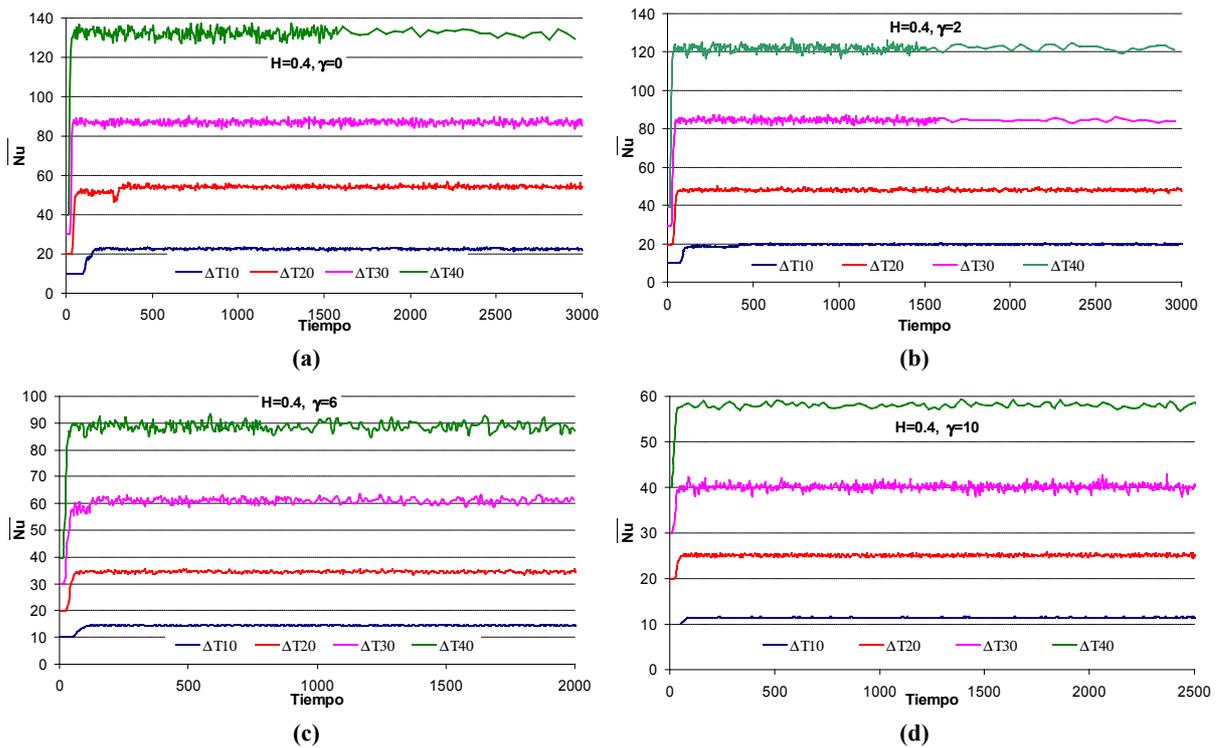


Figura 6 : Efecto de la inclinación en la evolución temporal de \overline{Nu} para $H=0.4$.

Efecto del salto de temperatura

La figura 7 muestra la evolución temporal de \overline{Nu} para $\Delta T=10^\circ\text{C}$ y 40°C , a la izquierda para $H=0.2$ y a la derecha para $H=0.4$.

Para $H=0.4$ el valor de \overline{Nu} decrece gradualmente a medida que aumenta el ángulo de inclinación, hasta alcanzar el valor mínimo cuando el recinto es prácticamente triangular (figura 7-b y 7-d); este comportamiento se ha observado también en otros casos, no mostrados en este trabajo. Sin embargo, este decrecimiento gradual se observa para $H=0.2$, sólo para $\Delta T=40^\circ\text{C}$ (figura 7-c).

Para un recinto $H=0.2$, $\Delta T=10^\circ\text{C}$ (figura 7-a) se observa que una inclinación de las paredes no afecta sustancialmente el valor de \overline{Nu} . En cambio, para $H=0.4$, si se desea obtener la mínima transferencia de calor convectiva será necesario inclinar las paredes del recinto con el mayor ángulo posible.

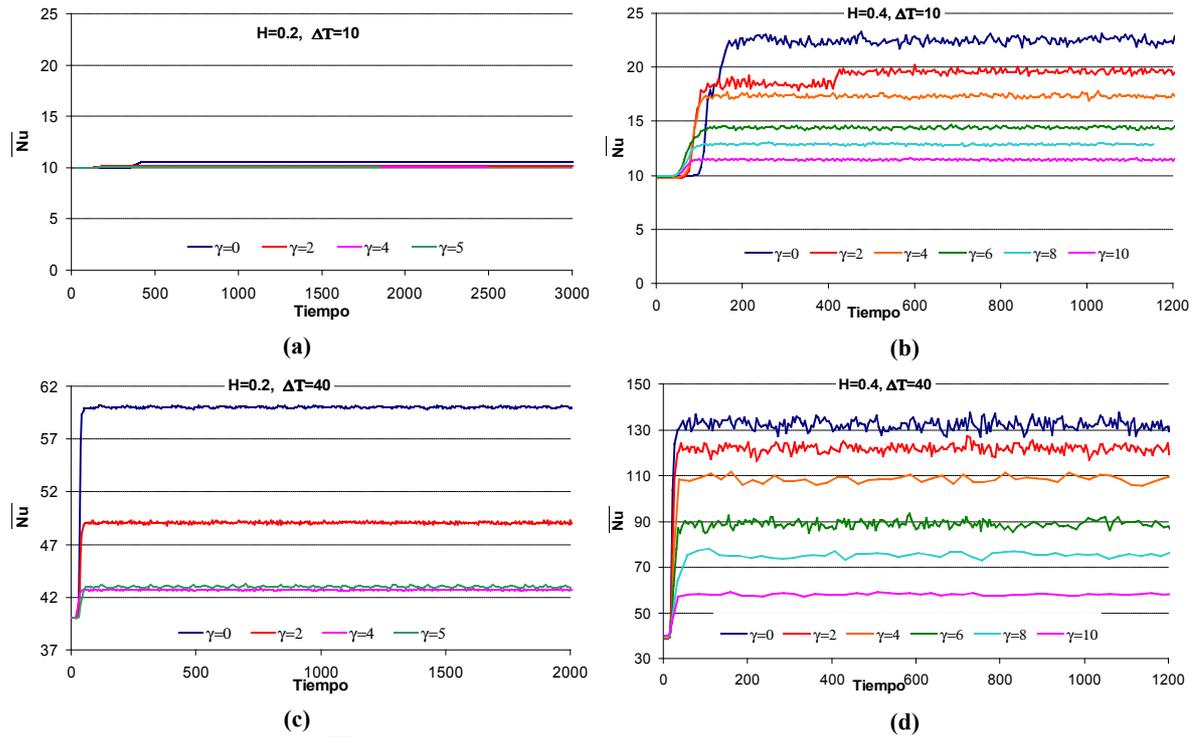


Figura 7: Evolución temporal de \overline{Nu} para $\Delta T=10^\circ\text{C}$ y 40° .

Transferencia de calor en el estado estacionario

Si bien no se ha alcanzado el estado estacionario en todos los casos, como las oscilaciones observadas en las gráficas de evolución temporal tienen relativamente poca amplitud; para los gráficos y conclusiones siguientes se ha considerado los valores de \overline{Nu} obtenidos en la última iteración

La figura 8 muestra los valores de \overline{Nu} , en función de ΔT para las distintas alturas consideradas. A la izquierda para $H=0.2$, y a la derecha para $H=0.4$. Como ya se señaló anteriormente un aumento en ΔT o una disminución de γ , produce un aumento de \overline{Nu} .

Para $H=0.2$, figura 8-a, las curvas correspondientes a $\gamma=4^\circ$ y 5° , se superponen, esto es razonable dado que en ambos casos las geometrías son muy parecidas. Un comportamiento similar se obtiene para $H=0.4$, $\gamma=0^\circ$ y 2° , figura 8-b.

De las curvas obtenidas se puede inferir que la dependencia de \overline{Nu} con ΔT es prácticamente lineal y la mayor pendiente se consigue a $\gamma=0^\circ$. Para $H=0.2$ estas rectas se cortan en $\Delta T=10^\circ\text{C}$, indicando que a ese salto de temperatura la transferencia de calor es independiente de las geometrías consideradas, en cambio para $H=0.4$, sería necesario realizar una extrapolación para determinar el punto de corte, encontrándose que el mismo es aproximadamente $\Delta T=2^\circ\text{C}$.

La máxima variación de \overline{Nu} se consigue a $\Delta T=40^\circ\text{C}$, siendo aproximadamente del 28% para $H=0.2$ y superando el 54% para $H=0.4$.

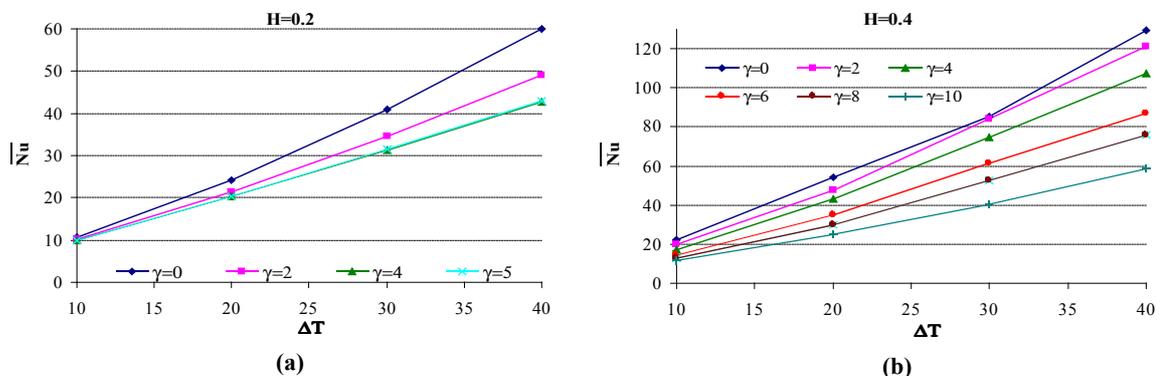


Figura 8: Dependencia de \overline{Nu} con ΔT .

En la tabla 2 se detalla los valores numéricos de \overline{Nu} para todos los casos considerados. Para $H=0.2, \gamma=5^\circ$ y $H=0.4, \gamma=10^\circ$ por tratarse de geometrías prácticamente triangulares los valores de \overline{Nu} son comparables. Por lo tanto, si se desea obtener la

menor transferencia de calor convectiva, es preferible trabajar con la primer geometría ya que es la más conveniente desde el punto de vista económico (menor cantidad de material a utilizarse) y constructivo ya que el dispositivo sería más compacto.

Angulo	H=0.2				H=0.4			
	ΔT_{10}	ΔT_{20}	ΔT_{30}	ΔT_{40}	ΔT_{10}	ΔT_{20}	ΔT_{30}	ΔT_{40}
$\gamma=0$	10.56	24.20	40.94	60.07	22.02	54.30	85.36	129.62
$\gamma=2$	10.17	21.47	34.50	49.02	19.82	47.52	84.02	121.23
$\gamma=4$	10.04	20.41	31.30	42.68	17.38	43.23	74.46	107.49
$\gamma=5$	10.03	20.35	31.55	42.95	-	-	-	-
$\gamma=6$	-	-	-	-	14.40	34.88	61.42	87.04
$\gamma=8$	-	-	-	-	12.85	29.67	52.34	75.72
$\gamma=10$	-	-	-	-	11.38	25.10	40.45	58.54

Tabla 2. Valores de \overline{Nu} para los casos considerados.

CONCLUSIONES

Se eligió el programa OpenFOAM ya que el mismo permite realizar la generación de red, resolución del problema planteado y post-procesamiento de los resultados, con un sólo software. Por otro lado, dado que este programa trabaja con redes no ortogonales, es posible modelar cualquier tipo de recinto, de manera que ya no existe limitación en cuanto a la geometría.

De los resultados obtenidos en este trabajo se concluye que:

1. Para obtener una mayor transferencia de calor convectiva, con igual salto de temperatura, se debe trabajar con recintos de mayor altura.
2. Una mayor inclinación de las paredes produce una disminución de la transferencia de calor, esto puede ser de utilidad si se está buscando una configuración que disminuya los efectos térmicos producidos por la convección.
3. Para recintos aplanados ($A=0.2$), \overline{Nu} es independiente del ángulo de inclinación de las paredes, para ΔT hasta 20°C ; y para mayores saltos de temperatura no supera el 25% respecto al valor calculado para un recinto rectangular. Para $A=0.4$, esta variación puede superar el 50%.

El comportamiento oscilatorio de \overline{Nu} puede estar relacionado con el movimiento de los centros y ejes de simetría de las celdas convectivas ó con la bidimensionalidad impuesta al problema. Para dar respuesta a esta cuestión se debería implementar el problema tridimensional.

Dado que los resultados existentes en la bibliografía disponible se obtienen mediante una formulación adimensional, en un trabajo futuro, se implementarán las ecuaciones de Navier Stokes adimensionales, como un nuevo resolvidor en el programa OpenFOAM.

REFERENCIAS

- Aramayo A., Esteban S., Cardón L., (2008), "Conjugate heat transfer in a two stages trapezoidal cavities stack". LAAR, en prensa. http://www.laar.uns.edu.ar/accepted_papers.htm
- Aramayo, A., Esteban, S., Cardón, L., (2004) "Convección natural conjugada en recintos trapezoidales apilados". Mecánica Computacional, 23, pgs. 2067- 2078.
- Aramayo, A.; Esteban, S.; Cardón, L. (2003), "Convección natural transitoria a elevado número de Rayleigh en recintos triangulares rectangulares enfriados por arriba. Parte I: flujo de calor". Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, 6, N 2, pgs:08.43–08.48.
- Costa V., Oliveira M., Sousa A. (2007) Laminar Natural Convection in a Vertical Stack of Parallelogrammic Partial Enclosures with Variable Geometry 48, 779-792.
- Esteban, S., Aramayo, A., Cardón, L., (2004) "Convección natural con transferencia de vapor en desalinizadores", Mecánica Computacional, 23, pgs. 2111-2122.
- Esteban, S.; Aramayo, A.; Cardón, L. (2003), "Convección natural transitoria a elevado número de Rayleigh en recintos triangulares rectangulares enfriados por arriba. Parte II: patrones de flujo del fluido". Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, 6, N 2, pgs:08.49–08.53.
- Hammami M., Mseddi M., Baccar M. (2007). Numerical Study of Coupled Heat and Mass Transfer in a Trapezoidal Cavity. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics 1, N 3, 216-226.
- Holtzman G., Hill R., Ball K. (2000); "Laminar natural convection in isosceles triangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from above". Journal of Heat Transfer, vol. 112, pp. 485-491.
- Natarajan E., Basak T., Roy S. (2008). Natural Convection Flows in a Trapezoidal Enclosure with Uniform and Non-uniform Heating of Bottom Wall. International Journal of Heat and Mass Transfer 51, 747-756.
- OpenFOAM. The Open Source CFD Toolbox. User Guide. <http://www.openfoam.org/doc> (2007)

ABSTRACT: In this paper transient natural convection in trapezoidal cavities are studied numerically. Two vertical and parallel walls are adiabatic, and separated L distance. Other walls are inclined symmetric way and drop temperature are imposed. Different aspect ratios (A), inclination angle (γ) and drop temperature (ΔT) are considered. Velocity and temperature patterns are shown. The present work study the effect of γ , ΔT and A , on heat transfer coefficient (\overline{Nu}). For shallow cavity ($A=0.2$) \overline{Nu} are independent of γ , until $\Delta T=20^\circ\text{C}$, but greater drop temperature, the difference between $\gamma=0^\circ$ and $\gamma=5^\circ$ is approximated 25%. For $A=0.4$ this difference is larger 50%.

Keywords: natural convection, angle of inclination, aspect ratio, trapezoidal cavity, heat transfer